

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»

Ю.О. ПЛЕСНЕЦОВ, В.О. МАКОВЕЙ

КОВАЛЬСЬКО-ШТАМПУВАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ МЕХАНІЧНІ ПРЕСИ

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України

Харків
НТУ «ХПІ»
2014

УДК 621.974(075)
ББК 34.623-5 я73
ПЗ8

Рецензенти:

В. К. Лобанов, д-р техн. наук, проф., заст. нач. центральної лабораторії
Державного підприємства «Завод ім. Малишева»

О. Я. Мовшович, д-р техн. наук, проф. каф. «Інтегровані технології в
машинобудуванні і зварювальному виробництві» УПА

О. І. Тришевський д-р техн. наук, проф., зав. каф. «Технології матеріалів»
ХНУСГ ім. П. Василенко

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для
студентів вищих технічних навчальних закладів спеціальності «Обладнання та
технології пластичного формування конструкцій машинобудування»,
лист №1/11–11493 від 22.07.2014

Плєснецов Ю. О.

ПЗ8 Ковальсько-штампувальне обладнання. Механічні преси: навч. посіб. /
Ю.О.Плєснецов, В.О.Маковей – Х.: НТУ «ХП», 2014. – 236 с.

ISBN 978-617-7188-69-7

Висвітлені основні питання розрахунку та проектування кривошипних ковальсько-штампувальних машин: загальні відомості, кінематичний аналіз та синтез головного виконавчого механізму, енергетика пресів, розглянуті муфти, гальма, станини та інші вузли машин. Наведені основні типи кривошипних машин, їх технологічне призначення та конструктивні особливості.

Навчальний посібник призначений для студентів технічних вузів, які навчаються за спеціальністю 8.05050203 «Обладнання та технології пластичного формування конструкцій машинобудування» для курсового та дипломного проектування. Може бути корисним для викладачів ВНЗ та інженерно-технічних працівників.

Іл. 126. Табл. 24. Бібліогр. 63 назви.

ISBN 978-617-7188-69-7

УДК 621.974(075)
ББК 34.623-5 я73
© Плєснецов Ю.О.,
Маковей В.О., 2014
© НТУ «ХП», 2014
© НТУ У «КП», 2014

ВСТУП

Ковальсько-штампувальне обладнання призначено для формозмінення металів, сплавів та неметалевих матеріалів під дією тиску. Для того, щоб привести метал в пластичний стан та подолати опір деформуванню, ковальсько-штампувальна машина повинна створити необхідне деформуюче питоме зусилля на заданому переміщенні з необхідною швидкістю.

Поділяються ковальсько-штампувальні машини за головними конструктивними ознаками або технологічним призначенням на 12 видів, які характеризуються деформуючим зусиллям від 25 кН до 750 МН, ефективною енергією від 1 кДж до 5 МДж, діапазоном швидкостей від 1 мм за секунду до сотні метрів за секунду.

Навчальний посібник «Ковальсько-штампувальне обладнання «Механічні преси» присвячений найбільш поширеному типу обладнання для обробки металів тиском. Він передбачає розгляд класифікації, принципів побудови конструкцій машин, їх основних вузлів, проектування та розрахунків основних деталей.

Крім кривошипних пресів, до ковальсько-штампувального обладнання відносять молоти, гідравлічні преси, ротаційні машини та гідроімпульсні установки. Не дивлячись на те, що механічні преси складають лише одну групу машин, їх питома вага в загальному парку ковальсько-штампувального обладнання найбільша. Із загальної чисельності ковальсько-пресових машин 60% складають кривошипні преси. Загальновідомий прогресивний характер технології ковальсько-штампувального виробництва, який базується на отриманні деталей заданої форми та заготовок не шляхом відділення часті метала в стружку (подібно обробці металів різанням), а з допомогою раціонального перерозподілу металу. Це дає можливість скоротити всі види грубої обробки різанням та збільшити фінішні операції (шліфування та інші). Використання ковальсько-штампувальних операцій забезпечує високу продуктивність та покращення механічних властивостей деталей.

1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО КРИВОШИПНІ ПРЕСИ

1.1. Перспективи розвитку ковальсько-штампувального обладнання

Найбільш чутливою до стану та розвитку ковальсько-штампувального обладнання є аерокосмічна галузь. Для об'єктів аерокосмічної техніки необхідно отримувати в деталях мінімальної ваги максимальні службові та експлуатаційні характеристики. Це, як правило, може забезпечити тільки обробка матеріалів тиском. Тому для збереження України як розвинутої промислової країни необхідна державна підтримка основи всього машинобудування: ковальсько-пресового машинобудування (КПМ), ковальсько-штампувального виробництва (КШВ) і обробки металів тиском (ОМТ).

У 70-х – та на початку 80-х років минулого століття СРСР міцно увійшов до п'ятірки країн найбільших виробників машинобудівної продукції. Випуск ковальсько-пресових машин був доведений до 50–55 тис. одиниць в рік. Після реформ 1985 р., які продовжуються до цього дня, багато в чому зруйновано науково-технічний потенціал галузі ковальсько-пресового машинобудування та ковальсько-штампувальне виробництво у всіх традиційних галузях промисловості. Обвал виробництва КПМ в 1985–1995 рр. привів до того, що протягом подальших 12 років випуск ковальсько-пресових машин, якщо брати Росію, знаходиться на рівні 1917 р. без будь-яких відчутних тенденцій до зростання. Подібна картина має місце і в Україні. В той же час відомо, що зношування основних фондів у всіх галузях машинобудування тільки за офіційними даними досягає 70%. Виправлення такого положення вимагає напруженої роботи підприємств ковальсько-пресового машинобудування.

Відомо, що зношування самого ковальсько-пресового устаткування також істотно перевищує рівень в 60–70%. Це вимагає серйозного оновлення всього парку КПМ в КШВ, для чого необхідна напружена робота самої галузі КПМ. За часи СРСР у парку КПМ знаходилося близько 900 тис. одиниць КПМ. В результаті розпаду СРСР в Росії парк КПМ і зараз складає, мабуть, не менше 500 тис. одиниць КПМ. Цей парк має фізичний знос не менше 60–70% і вимагає оновлення. Необхідно визнати, що при сьогоdnішньому випуску

1200-2000 од. КПМ в рік, на оновлення парку КПМ підуть сотні років. Справжнє положення в галузі КПМ і КШВ без корінної зміни зумовлює її повне руйнування протягом найближчих 10–15 років.

У галузі необхідно вирішити такі практичні завдання:

1. Збереження, відновлення і оновлення всіх типів КПМ, що знаходяться в експлуатації.
2. Модернізація всіх типів КПМ, що знаходяться в експлуатації;
3. Відновлення виробництва шаботних і безшаботних молотів, гвинтових і гідрогвинтових молотів і прес-молотів, штампувальних гідропресів, виробництво яких втрачене в Росії; але швидко може бути відновлено в Україні.
4. Розробка і створення якісно нових перспективних КПМ для оновлення КШВ всіх галузей промисловості.

Прикладом може бути програма відновлення і розвитку парку КПМ в Росії, яка припускає практичні кроки з відновлення виробництва, модернізації устаткування і розробки якісно нових КПМ. Створена довгострокова програма по всіх згаданих розділах, яка зокрема включає:

1. Збереження і відновлення КПМ, що знаходяться в експлуатації в цехах КШВ, для чого необхідно організувати виробництво вузлів і деталей пароповітряних молотів, гідравлічних і кривошипних пресів, гвинтових молотів: станин, шаботів, робочих циліндрів, колон, гвинтових пар, вузлів управління і приводів, систем віброізоляції. У вирішенні даної проблеми повинні включитися всі заводи асоціації «Станкоінструмент» і заводи, що мають КШВ.

2. Модернізацію КПМ, що знаходяться в експлуатації в цехах КШВ. Тривала робота КПО виявила численні вузли і деталі, які вимагають істотної модернізації і оновлення: баби молотів, станини, робочі циліндри, робочі гвинтові пари, системи управління, приводи, системи віброізоляції і ін. З метою підвищення ККД і культури виробництва необхідно переобладнання молотів і гвинтових ковальських машин на гідропривод. «Союз ковалів Росії» спільно з Рязанським заводом «Важпресмаш» веде розробку якісно нової конструкції штампувальних молотів з гідроприводом, яка об'єднує в одному вузлі робочий циліндр і гідропневматичний акумулятор. Таке рішення дозволяє:

- підняти ефективний ККД з 3% до 40–50%;
- створити молот з широко регульованим приводом і програмним управлінням;
- забезпечити штампування виробів з коефіцієнтом використання матеріалу більше 0,5;
- підвищити продуктивність, культуру і екологічну чистоту виробництва.

3. Відновлення виробництва втрачених КПМ (гідрогвинтових прес-молотів, гідравлічних штампувальних і кувальних пресів, штампувальних і кувальних молотів).

4. Забезпечити розробку і створення якісно нових перспективних КПМ.

Відомо, що при всій значущості КПМ, що експлуатуються, вони характеризуються низьким ККД, низькою точністю штампованих поковок, вібраціями, низькою екологічністю. Нижче позначено тільки декілька напрямів по створенню таких нових ковальсько-пресових машин, що усувають перелічені недоліки:

- гідравлічні преси для штампування з обкочуванням (ГПШО) круглих деталей (фланців, дисків, коліс, катків і ін.);
- ГПШО довгомірних виробів (принципово новий клас КПМ);
- гідрогвинтові універсальні прес-молоти;
- спеціалізовані гідрогвинтові прес-молоти і молоти подвійної дії для штампування в роз'ємних штампах і здійснення інших операцій;
- гідрогвинтові безповзунні прес-молоти і молоти;
- безшаботні молоти з повітряним і гідравлічним приводом.

Відомо, що класичне штампування з повним одноразовим перекриттям штампами всієї поверхні заготовки призводить в заготовці, що пластично деформується, до виникнення застійних зон і зон утрудненої деформації, високих питомих сил деформації і контактних сил тертя, що у свою чергу приводить до необхідності створення високих інтегральних сил при штампуванні поковок. Це, в свою чергу, приводить до того, що, наприклад, штампування авіаційних дисків з жароміцних сплавів діаметром до 900 мм проводиться на пароповітряному штампувальному молоті з МПЧ 16 т за 5–7 виносів при сумарному числі ударів до 200. При цьому коефіцієнт використання матеріалу (КВМ) штампованих дисків не перевищує 0,4. Проте,

промисловості потрібні асиметричні вироби діаметром до 1500–2000 мм. Ще складнішою є проблема штампування довгомірних складно оребрених виробів типу панелей, балок, монорельсів і ін. Найбільші по довжині (в межах 4–4,2 м) вироби даного типу в Росії в даний час можуть бути відштамповані тільки на безшаботному молоті з енергією удару 1500 КДж (150 Тм) і на гідравлічному пресі зусиллям 750 МН (75000 Т) – наймогутніших в світі, які вироблені в Україні. Проте промисловість потребує суцільноштампованих виробів завдовжки до 12–20 м. Такі завдання можуть бути успішно вирішені на основі якісного нового процесу штампування, об'єднуючого переваги класичних схем штампування і плющення, на якісно нових ковальсько-пресових машинах. В даний час розробляються гідравлічні преси для штампування з обкатуванням згаданих виробів. Запропоновані преси є найбільшою мірою регульованими і керованими по основних технологічних параметрах і дозволяють штампувати вироби з широкого круга сплавів і композиційних матеріалів з найбільшою точністю, з КВМ до 0,6–0,8 і вище. Згадані вироби завдовжки до 12–20 м можуть бути відштамповані запропонованим способом на ГПШО силою 100–200 МН. Вельми перспективним типом КПМ є гідрогвинтові прес-молоти (ГВПМ). У 60–80 рр. минулого століття силами МВТУ ім. М. Баумана, ВНДІМЕТМАШ, ЧПО КПО (м. Чимкент), ЕНІКМАШ, заводу ТМП (м. Вороніж) були проведені комплексні дослідження, розробка і освоєння промислового випуску ГВПМ зусиллям 1,6; 6,3; 10; 25 МН для точного штампування широкої номенклатури деталей.

Дослідження і промислова експлуатація цих ГВПМ показали їх широкі технологічні можливості для точного штампування, високі енергетичні показники (ККД до 39%), розширені можливості регулювання основних машинних і технологічних параметрів.

1.2. Принцип дії кривошипних пресів

До *кривошипних пресів* відносять машини, які працюють від електроприводу, в передавальному механізмі якого має бути кривошипний механізм, а робочим органом з закріпленим інструментом, є повзун. Повзун, який виконує основну операцію технологічного процесу, називають *головним повзуном*, а механізм, який включає головний повзун, кривошип і

кінематичний ланцюг, який їх з'єднує, – *головним виконуючим механізмом* (ГВМ) [2].

Графік переміщення повзуна представляє собою синусоїдальну криву. Величина робочого ходу повзуна S_p визначається за положенням повзуна, яке відповідає початку та кінцю процесу штампування.

$$S_p = S_n - S_k, \quad (1.1)$$

де S_n , S_k – відстань до крайнього нижнього положення повзуна від стола на початку та в кінці штампування.

Кути пороту головного вала, які відповідають початку S_n та закінченню S_k штампування, називаються кутами α_n – початку, α_k – кінця робочого ходу. Кут робочого ходу α_{px} визначається як

$$\alpha_{px} = \alpha_n - \alpha_k. \quad (1.2)$$

Традиційно за початкове положення кривошипа $\alpha = 0$ приймають положення головного вала, яке відповідає крайньому нижньому положенню повзуна, від крайнього нижнього положення відраховують і хід повзуна. Переміщення повзуна зверху вниз, в межах кута повороту головного вала $180-0^\circ$, називають *прямим ходом*, а його рух знизу вгору, в межах кута повороту головного вала $360-180^\circ$ називають *зворотним холостим ходом*.

Кривошипні преси відносять до машин статичної дії. Зусилля, які виникають при деформації заготовки, замикаються в станині.

Кривошипні преси відносяться до машин з нерівномірним ходом [2–6]. Час робочого ходу набагато менший, ніж час технологічного циклу, тому електродвигун розраховують по середній потужності за технологічний цикл, а у приводі преса встановлюють маховик і, якщо розглянути рівняння руху привода

$$M - M_o = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (1.3)$$

де M – момент на валу електродвигуна;

M_o – момент опору;

J – приведений до вала електродвигуна момент інерції привода преса;

$\frac{d\omega}{dt}$ – кутове прискорення вала електродвигуна,

то виходить, що під час робочого ходу момент опору в десятки разів більше моменту, який розвиває електродвигун

$$M \ll M_0. \quad (1.4)$$

Подолання опору робочого ходу відбувається за рахунок динамічного моменту гальмування маховика, момент інерції якого складає 90–95 % від приведенного моменту інерції привода, при цьому $\frac{d\omega}{dt} < 0$. Під час холостого ходу момент двигуна перевищує момент опору привода $M > M_0$, відбувається підвищення кутової швидкості, $\frac{d\omega}{dt} > 0$ та відновлення втраченої за робочий хід кінетичної енергії маховика.

Аналіз (1.3) дозволяє зробити висновок, що у приводі преса відсутній постійний режим роботи електродвигуна. Під час робочого ходу відбувається гальмування привода, $\frac{d\omega}{dt} < 0$, і зниження рівня накопиченої кінетичної енергії, яка витрачається на роботу пластичної деформації та енергетичні втрати під час робочого ходу, а під час холостого ходу відбувається розгін привода, $\frac{d\omega}{dt} > 0$, електродвигун поповнює кінетичну енергію, яка втрачена приводом під час робочого ходу.

1.3. Основні параметри та маркування кривошипних пресів

Всі параметри ковальсько-штампувальних машин поділяють на *розмірні, лінійні, швидкісні, енергетичні та масові* [15–63].

Головним розмірним параметром кривошипного преса є номінальне зусилля P_H , яке створює повзун головного виконавчого механізму. Він вибирається з ряду чисел $R10$, який має такі числа: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8. Номінальне зусилля преса визначається як

$$P_H = 10^n N, \quad (1.5)$$

де N – число з ряду $R10$;

n – ціле число.

Головні розмірні параметри є основою при складанні стандартів на розмірні ряди кривошипних пресів відповідного технологічного призначення.

Лінійні параметри визначають технологічні можливості машини, габарити штампового простору, умови взаємозаміни інструменту, умови точності штампування, габарити машини в цілому. Ті з параметрів, які гарантують виконання машиною її службових функцій, виносяться у відповідні стандарти. Це такі параметри, як величина ходу головного повзуна, габарити штампового простору, елементи кріплення штампів, норма точності.

Головним швидкісним параметром кривошипного преса є кількість ходів повзуна за хвилину, який визначає продуктивність машини и його вносять в стандарт. Лінійні швидкості головного повзуна не вказують, але відомо, що в пресах для витягування швидкість обмежена величиною 0,35 м/с. Для гарячого штампування швидкість робочого ходу повзуна повинна бути як можливо більше, тому що, чим менше час контакту штампа з заготовкою, тим вище його стійкість. З цієї причини число ходів повзуна у хвилину у кривошипного гарячештампувального преса (КГШП) та горизонтально-кувальної машини (ГКМ) більше, ніж у пресів такого ж номінального зусилля для листового штампування.

Енергетичні параметри преса визначають його можливості. Головними є потужність приводу, ККД технологічного циклу, робочого ходу.

Масові параметри преса відносять до транспортно-монтажних та стандартами не регламентують.

Система умовного маркування заснована на поділі ковальсько-штампувальних машин за головними конструктивними ознаками або технологічним призначенням на 12 видів, кожному з яких присвоюється самостійний знак – літера [12]:

1. А – автомати ковальсько-пресові;
2. Б – преси пакетувальні і брикетувальні;
3. В – машини кувальні;
4. Г – обладнання гідравлічне;
5. Д – преси гідравлічні для неметалічних речовин;
6. І – машини для гнуття та правки;
7. К – преси кривошипні;
8. М – молоти;

9. Н – ножиці і холодноломи;
10. П – преси гідравлічні для металу;
11. С – вальці кувальні;
12. Ф – преси гвинтові, рейкові і важільні.

Залежно від зовнішнього виду машини поділяються на групи за конструктивними чи технологічними ознаками. Кожна група отримує певний однозначний порядковий номер від 1 до 0. Для прикладу в таблиці наводиться групова класифікація кривошипних, гідравлічних пресів для металу та молотів (табл. 1.1). Кожна група розбивається на типи за другорядними конструктивними ознаками або технологічним призначенням.

Кожен тип машини отримує порядковий номер від 1 до 0. Наприклад, у восьмій групі кривошипних пресів виділяють п'ять типів машин: карбувальні з нормальним ходом (під індексом 3), та із збільшеним ходом – 4, гарячештампувальні для гарячого об'ємного штампування у відкритих штампах – 5, для гарячого видавлювання – 6, гарячештампувальні подвійної дії для гарячого об'ємного штампування в роз'ємних штампах – 8.

Таблиця 1.1 – Групова класифікація ковальсько-штампувального обладнання

№ гр.	Кривошипні преси (К)			Гідравлічні преси для металу (П)	Молоти (М)
1	Одностійкові			Кувальні та штампувальні	Пароповітряні кувальні
2	Двостійкові	Простої дії	Однокривошипні	Для об'ємної штамповки	Пароповітряні штампувальні
3			Двокривошипні	Для листової штамповки простої дії	Листоштампувальні
4			Чотирьохкривошипні	Для листового штампування подвійної дії	Пневматичні
5		Подвійної дії	Однокривошипні	Для штампування резиною	Падаючі
6			Двокривошипні	Для цехів механічної зборки	Ресорно-пружинні
7			Чотирьохкривошипні	Карбувальні та калібрувальні	Безшаботні
8		Карбувальні та гаряче штампувальні			Для витискування металів
9	Обрізні			—	-
10	Спеціальні			Спеціальні	Спеціальні

Кожен тип машини підрозділяється на розміри з присвоєнням третього двозначного номеру від 00 до 59 при збільшенні основного параметра машини. При цьому основні параметри машин встановлюють по 10-му ряду

переважних чисел (ГОСТ 8032-86): 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8 з подальшим збільшенням параметра в 10, 100, 1000 і 10000 раз (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Розмірні ряди параметрів КПМ за номінальними зусиллями

*	Зусил- ля, Н	*	Зусил- ля, кН	*	Зусил- ля, кН	*	Зусил- ля, МН	*	Зусил- ля, МН	*	Зусил- ля, МН
00	1000	10	10,0	20	100	30	1,00	40	10,0	50	100
01	1250	11	12,5	21	125	31	1,25	41	12,5	51	125
02	1600	12	16,0	22	160	32	1,60	42	16,0	52	160
03	2000	13	20,0	23	200	33	2,00	43	20,0	53	200
04	2500	14	25,0	24	250	34	2,50	44	25,0	54	250
05	3150	15	31,5	25	315	35	3,15	45	31,5	55	315
06	4000	16	40,0	26	400	36	4,00	46	40,0	56	400
07	5000	17	50,0	27	500	37	5,00	47	50,0	57	500
08	6300	18	63,0	28	630	38	6,30	48	63,0	58	630
09	8000	19	80,0	29	800	39	8,00	49	80,0	59	800

* – умовне позначення номінального зусилля в маркуванні преса

Вихідна модель машини даного виду, групи, типу і розміру приймається в якості базової, що спеціально обумовлюється при затвердженні проекту машини відповідними інстанціями. Марка базової моделі має 5 знаків. Наприклад, кривошипний гарячештампувальний прес з номінальним зусиллям 10 МН маркується К8540. Всі інші моделі машин одного типорозміру, що відрізняються від базової деякими параметрами (розміри штампового простору, число ходів і т.п.) або неprincipовими змінами в конструкції, класифікуються як модифікації базової моделі з додаванням шостого індексу – букви в кінці марки. Наприклад: К8540А (табл. 1.3).

Якщо у виробництво вводиться модель машини того ж типорозміру, але з принциповими відмінностями в конструкції вузлів або зі значними змінами головних параметрів, що було викликано особливостями технологічного призначення, то така модель класифікується як паралельна базової. Її марка доповнюється літерою перед цифрами групи, типу і розміру. Наприклад, кривошипний гарячештампувальний прес номінальним зусиллям 10 МН, що є моделлю, яка паралельна базовій, маркується індексами КБ8540А.

При присвоєнні марки автоматизованому комплексу, попереду марки головної ковальсько-штампувальної машини в складі цього комплексу додають літери АК, а попереду марки оброблюваного центру – літери ОЦ. Наприклад: ОЦК0126Ф4 – прес діропробивний координатно-револьверний.

Якщо ковальсько-штампувальна машина обладнана програмним управлінням, то в кінці її марки додається буква – П. Наприклад: K0122АП – кривошипний діропробивний координатно-револьверний прес з програмним управлінням, модифікований за неперинциповими ознаками.

Таблиця 1.3 – Приклади маркувань обладнання

Маркування	Тип обладнання
1	2
КД 2120 КД 2122 Е КМ 2134 А	Преси однокривошипні відкриті простої дії без можливості їх нахилу
КД 2320 КД 2122 Г КД 2328 Г	Преси однокривошипні відкриті двостійкові простої дії без можливості їх нахилу
К 3130 А К 3132 А К 3134	Преси двокривошипні відкриті простої дії
КВ 2534 КВ 2535 А КВ 2542	Преси однокривошипні закриті простої дії
КБ 3534 А КБ 3537 КА 3540	Преси двокривошипні закриті простої дії
КА 4540 КА 4542 К 4548	Преси чотирьохкривошипні закриті простої дії
КА 5528 КБ 5535 КА 5538	Преси однокривошипні закриті подвійної дії
К 7538 КА 7040	Преси чотирьохкривошипні закриті подвійного дії
К 8837 К 8839	Преси кривошипні гарячештампувальні подвійної дії
КБ 8334 КБ 8338 К 8346	Преси кривошипно-колінні карбувальні
КБ 0032 КБ 0034 КБ 0038	Преси кривошипно-колінні для холодного видавлювання
ВА 1132 ВВ 1134 В 1139 А В 1145 Б	Горизонтально-кувальні машини з вертикальним роз'ємом матриць
НД 3112 Б НД 3414 Г НА 3221	Ножиці кривошипні з похилим ножем
Н 1838 А НА 1540 Н 1542	Ножиці сортові кривошипні закриті
А 6826 А А 6834 А А 6830	Преси-автомати для чистової вирубки

Закінчення таблиці 1.3

1	2
АБ 6220 АВ 6224 АВ 6234	Преси-автомати листоштампувальні з нижнім приводом
А 6122 А АА 6128 А АБ 6144	Преси-автомати листоштампувальні багатопозиційні
К 0122 АП К 0128 П ОЦ К 0126 Ф 4	Преси діропробивні координатно-револьверні
ИА 1328 И 1330 А И 1334 А	Преси листозгинальні кривошипні
АА 7211 АА 7217 А 7219	Преси-автомати універсальної дії
КБ 8540 КБ 8546 К 8551	Преси гарячештампувальні кривошипні

1.4. Методологія та зміст процесу проектування кривошипних пресів, система стандартів на виготовлення і керування якістю обладнання

Кривошипні машини в номенклатурі ковальсько-пресового обладнання займають головне положення. Проектування кривошипних пресів, яке включає визначення, як потужності електродвигуна, так і моменту інерції маховика приводу, повинне забезпечити створення оптимального в енергетичному аспекті кривошипного ковальсько-пресового обладнання. Питання оптимізації співвідношення «потужність електродвигуна – момент інерції маховика» в маховикових приводах кривошипних ковальсько-пресових машинах набуває особливого значення як один з найбільш важливих показників енергозбереження [1–9]. За основу енергетичного розрахунку системи «електродвигун – маховик» в посібнику прийнятий метод середніх витрат.

У промисловості нерідкі поломки деталей пресів внаслідок їх неправильного розрахунку і експлуатації. Це приводить до значних витрат при виробництві, оскільки не кожному підприємству під силу виготовити великогабаритні деталі пресів і виконати їх ремонт.

Насамперед це стосується головних валів і зубчатих передач. Саме міцністю цих деталей визначається довговічність роботи машин. Не дивлячись на важливість правильного конструювання головних валів і

зубчатих передач, в даний час це питання не знайшло повного рішення. Для вирішення цієї проблеми, окрім енергетичного розрахунку кривошипного устаткування, розроблена методологія проектування валів і передач, а також методика побудови графіка допустимих навантажень на повзуні машини по міцності її основних деталей.

Особливістю кривошипних машин є те, що силовий розрахунок їх ведеться таким чином, що відомі сили (номінальні зусилля) прикладаються до штампувального оснащення. Зусилля, що виникають на інструменті, визначаються розрахунком опору деформації заготовки. Велике значення при цьому має характер зміни зусилля по ходу повзуна преса, або графік робочих навантажень на повзунові. Після з'ясування сил і моментів, що діють на окремі елементи машини, складають розрахункові схеми окремих деталей. Це найбільш відповідальна частина розрахунку, оскільки вибір правильної розрахункової схеми сприяє і найбільш правильному конструктивному оформленню деталі і економічному використанню матеріалу. Велику допомогу при оформленні деталей і виборі їх розмірів надають статистичні дані, які є в літературних джерелах [1–9], а також в Керівних матеріалах ЦБКМ «Типовий розрахунок кривошипних пресів». В цьому відношенні велику роль повинні грати спостереження за їх зношуванням при експлуатації, а також збір і узагальнення відомих даних по поломках деталей і коректування на цій основі емпіричних правил конструювання. Такі емпіричні дані застосовують і для визначення розмірів основних деталей кривошипних пресів, тому розрахунки цих деталей носять перевірочний характер.

При розрахунку на міцність визначається коефіцієнт запасу в тих або інших перетинах деталей відносно межі втоми, текучості або міцності. У розрахунках деталей на жорсткість визначаються їх деформації, які потім порівнюються з тими, що допускаються. У теперішній час ще не проводяться розрахунки на довговічність. Уважний розгляд конструкцій існуючих пресів переконує, що в пресах, як і в інших сучасних машинах, забезпечення деталям певного терміну служби до ремонту може значно підвищити економічність експлуатації машин, зменшити витрату металу на запасні частини, збільшити коефіцієнт використання пресів за рахунок скорочення простоїв при ремонтах.

Потім проводиться енергетичний розрахунок, що включає визначення необхідної потужності встановлюваних електродвигунів; обчислюються ККД.

преса, його дійсна продуктивність. З'ясовуються показники, що характеризують економічність виготовлення даної машини. До таких показників відносяться, зокрема, відношення ваги машини до номінального зусилля, енергоємність машини або кількість ефективної енергії в Нм, яку може віддати машина на одиницю її ваги, трудомісткість виготовлення машини, відсоток нормалізованих деталей.

Починає отримувати розвиток агрегаткування машин. Основний робочий механізм в агрегатному пресі виконується у вигляді відокремленого вузла. Очевидно, довговічність різних деталей вузла для успішної його експлуатації має бути точно визначеною. Все це говорить про необхідність розробки розрахунків на довговічність.

Нарешті, робиться підрахунок техніко-економічних показників як по процесу виготовлення самої машини, так і по вироблюваній на ній продукції. Таким чином, кожен з перерахованих вище розрахунків є невід'ємною частиною високоякісного проектування сучасних ковальсько-пресових машин.

Велику роль у виробництві кривошипних пресів, а особливо в їх експлуатації, грає стандартизація їх основних параметрів, уніфікація і нормалізація основних вузлів і деталей. Уніфікація конструкцій важлива як для виробників пресів, так і для експлуатаційників. Уніфікація починається з колінчастих валів.

Як правило, розточування в станинах під опорні підшипники шийок колінчастих валів одного і того ж номінального зусилля роблять однаковими. При різних величинах ходів дещо змінюються лише моделі станин (стійок). Найбільш раціональна уніфікація приводів кривошипних пресів може бути здійснена, якщо буде прийнятий ряд певних відношень зубчастих (нормалізованих) передач і нормальний ряд обертових моментів. В цьому випадку може бути легко здійснена уніфікація приводів різних кривошипних пресів. При проведенні уніфікації деталей і вузлів кривошипних пресів вага деяких типорозмірів пресів може підвищитися. Не дивлячись на це, раціонально, наприклад, застосовувати одну і ту ж модель муфти на трьох-чотирьох типорозмірах пресів, близьких за номінальними зусиллями. Передові конструкторські бюро, які проектують типорозмірний ряд пресів, тобто які створюють відразу проекти на весь ряд машин для різного типу пресів, широко застосовують уніфікацію основних деталей.

Цікаві можливості уніфікації виникають при агрегуванні пресів. Наприклад, у відкритих одностійкових пресах різних виконань можуть уніфікуватися стійка, приводні головки і т.п.

Питання для самоконтролю

1. Принцип дії ковальсько-штампувальних машин.
2. Місце кривошипних машин у парку обладнання ковальських та листоштампувальних підприємств.
3. Основні параметри ковальсько-штампувальних машин.
4. Система стандартів на виготовлення і управління якістю обладнання.
5. Історія та перспективи розвитку ковальсько-штампувального обладнання.
6. Економічне значення і перспективи використання ковальсько-штампувальних машин при впровадженні маловідходних технологій.
7. Оптимізація співвідношення «потужність електродвигуна – момент інерції маховика» в маховикових приводах
8. Основні принципи проектування кривошипних пресів.
9. Принцип агрегування кривошипних пресів.
10. Роль уніфікації і нормалізації в проектуванні та експлуатації пресів.
11. Система маркування КШО.
12. Приклад маркування ковальсько-штампувального обладнання.

2. КЛАСИФІКАЦІЯ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ ЗА СТРУКТУРНОЮ БУДОВОЮ

Ознак класифікації кривошипних машин існує багато. Класифікацію можливо проводити за кінематичною, технологічною та конструктивною ознакою. Найбільш поширена класифікація за технологічною ознакою [2–6, 8, 9], тому що вона обумовлює і конструкцію машини, і її кінематичні особливості. Існує дві основні групи пресів: *для листового та об'ємного штампування*. Преси для листового штампування у порівнянні з пресами для об'ємного штампування [4, 9] повинні бути більш універсальними, а їх штамповий простір і величина ходу – регульованими та достатньо великими. Для об'ємного штампування характерні великий опір деформуванню та відносно невеликі розміри штампів та деталей. В зв'язку з цим хід та розміри штампового простору значно менший. Таким чином, кривошипні преси, до яких відносяться також ножиці, застосовуються для виконання майже всіх основних і заготівельних операцій холодного і гарячого штампування з листового і сортового прокату.

2.1. Класифікація кривошипних пресів за технологічним призначенням

За технологічним призначенням кривошипні преси поділяють на три класи:

- 1) преси для штампування виробів з листових матеріалів;
- 2) преси для об'ємного штампування поковок із сортового прокату;
- 3) ножиці для оброблення і розрізання прутків і листів.

Поглиблення технологічної класифікації пов'язана з вузьким колом робіт, що виконуються на пресах, а також їх спеціалізацією.

За *функціональним призначенням* механізми і системи сучасних кривошипних пресів можна розділити на п'ять груп:

- 1) приводи;
- 2) виконавчі механізми;
- 3) системи управління та контролю;
- 4) механізми настройки;
- 5) системи змащування.

Загальна ознака кривошипних пресів – однаковість приводу, що складається з електродвигуна, пасової та зубчастої передач. У системі приводу передбачені зчіпні пристрої (муфти), що дозволяють з'єднувати і роз'єднувати вали передач на ходу, і гальмівні пристрої для зупинки механізмів у певному положенні. Залежно від призначення і умов роботи кінематичне і конструктивне оформлення приводу може істотно відрізнятись.

В основу класифікації кривошипних пресів *покладені структурно-кінематичні ознаки* пристроїв виконавчих механізмів.

Головним виконавчим механізмом (ГВМ) називають кінематичний ланцюг, який починається від передавального механізму приводу і закінчується робочим органом з інструментом, призначеним для здійснення технологічного формозмінення заготовки.

По структурній будові слід розрізняти:

- преси простої дії;
- преси багаторазової дії.

Преси простої дії мають тільки один головний робочий орган. Деякі типи таких пресів оснащують додатковими пристроями для притиску листа, виштовхування виробів, автоматичної подачі заготовки та ін. Ці пристрої вбудовуються в конструкцію і є привнесеними елементами. У кожному окремому випадку прес може працювати без них, виконуючи ті операції, для яких його найчастіше використовують. Наприклад, універсальний листоштампувальний прес простої дії може працювати без притискної подушки. Для виконання додаткових функцій, обумовлених характером технологічного процесу (подача, різка, притиск заготовки та ін.), в пресах простої дії застосовують спеціальні виконавчі механізми. Залежно від призначення їх підрозділяють на робочі та допоміжні.

Преси багаторазової дії містять кілька робочих та допоміжних механізмів, необхідних для виконання додаткових функцій. Всі операції (робочі та допоміжні), що здійснюються на пресах багаторазової дії, виконуються в строго визначеній, раз і назавжди заданій послідовності. Це зумовлює необхідність синхронізації рухів окремих механізмів преса. Тому в структурі пресів багаторазової дії особливе місце займають розподільні (керуючі) механізми, що забезпечують циклічність роботи. Узгодженість роботи окремих механізмів пресів багаторазової дії в часі визначається

цикловою діаграмою, або циклограмою. Привод додаткових механізмів пресів багаторазової дії здійснюється від електродвигунів, індивідуальних або спільних компресорів та гідронасосів. Преси багаторазової дії можуть мати, як неавтоматизований, так і автоматизований технологічні цикли.

До сучасних неавтоматизованих пресів багаторазової дії відносять преси подвійної (один головний і один цільовий виконавчі механізми) і потрійної дії (один головний і два цільових виконавчих механізми).

Преси багаторазової дії, що мають досить розвинену структуру з такою кількістю робочих і допоміжних механізмів, яка забезпечує виконання всього технологічного циклу без втручання людини, називаються *пресами-автоматами*. Технологічний цикл на них замкнений і повторюється безперервно до витрачення запасу заготовок.

Так звані комбіновані преси не представляють собою особливого структурного типу машин. Комбіновані преси характеризуються тим, що у них на одній станині скомпоновані два або три простих кінематичних ланцюга із загальним приводом. Кожен з цих ланцюгів є головним виконавчим механізмом і використовується самостійно для виконання заданого формозмінення. Наприклад, комбіновані ножиці можуть мати три головних виконуючих механізми, що призначені для різання листа, сортового прокату і пробивання отворів. Обрізні преси з боковим повзуном містять два головних виконуючих механізми.

Класифікація кривошипних пресів повинна включати три класи машин за технологічним призначенням. У кожен з цих класів можуть входити такі структурні групи пресів: простої, подвійної, потрійної дії і автомати з певним цільовим застосуванням (рис. 2.1).

До систем управління і контролю кривошипних пресів відносяться:

- механізми включення;
- механізми самоуправління;
- реєструючі механізми;
- контрольні механізми.

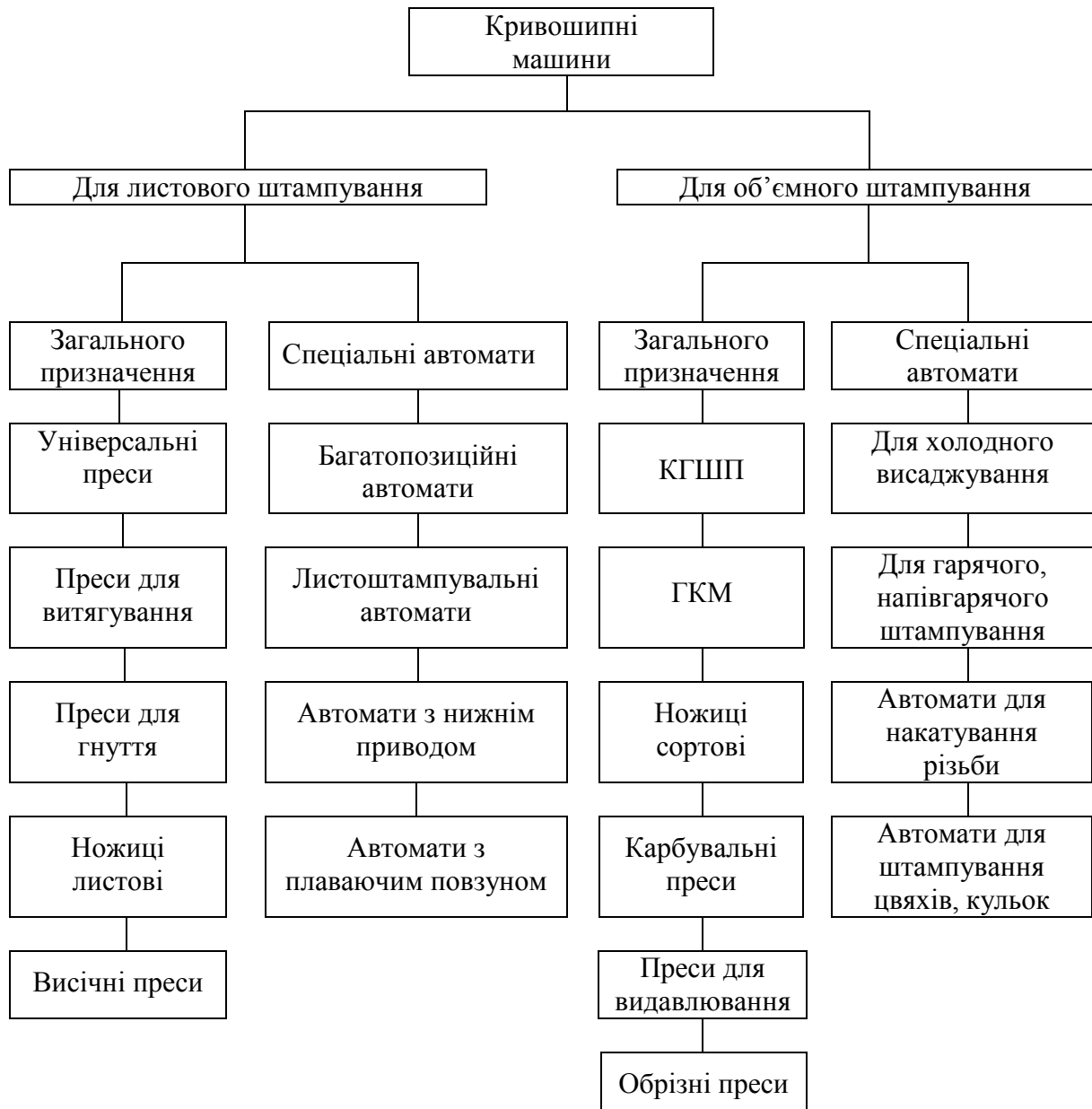


Рис. 2.1. Класифікація кривошипних машин

Функціонально ці механізми пов'язані із загальною циклічністю роботи виконавчих механізмів преса.

Слід зазначити, що кулачкові механізми самоуправління належать до виконавчих механізмів кривошипного преса.

Контрольні, реєструючі механізми і механізми включення, хоча функціонально і пов'язані з роботою преса, однак безпосереднього впливу на рухи виконавчих органів не роблять і тому не входять у загальний кінематичний ланцюг преса.

До пристроїв настроювання кривошипних пресів відносяться механізми, призначені для встановлення робочих органів у необхідне початкове положення, налагодження системи управління і приводу.

В двостійковому пресі шатун виконавчого механізму знаходиться між опорами вала, а в одностійковому пресі – на одній стороні, на консолі кривошипа головного вала.

2.2. Класифікація кривошипних пресів за конструктивними ознаками

Залежно від конструктивного оформлення головних деталей і вузлів розрізняють такі кривошипні преси [2–6]: вертикальні, що нахиляються; горизонтальні; одностійкові; двостійкові; відкриті; закриті; з відкритим приводом; із закритим приводом; з кривошипним валом; з колінчастим валом; з ексцентриковим валом; з шестеренне-ексцентриковим приводом; однокривошипний; багатокривошипний; з одноступеневим приводом; з багатоступеневим приводом; з верхнім приводом; з нижнім приводом.

Залежно від розташування напрямних станини і напрямку руху головного повзуна розрізняють:

- вертикальні преси;
- преси, що нахиляються;
- горизонтальні преси.

У пресів, що нахиляються, спеціальний пристрій допускає нахил станини від її вертикального положення на 30–40°.

Різниця між одностійковим і двостійковим пресами пов'язано з розташуванням головного виконавчого механізму щодо опор ведучого кривошипного вала.

У двостійкових пресів головка шатуна виконавчого механізму знаходиться між опорами вала.

У одностійкових пресів головка шатуна виконавчого механізму знаходиться по одну сторону, на виступаючій консолі кривошипа головного вала.

Залежно від *форми станини*, яка визначає доступ до столу преса і, отже, до встановленого на ньому штампі, розрізняють:

- відкриті преси;
- закриті преси.

Відкриті преси мають С-подібну станину округлої або прямокутної форми, що забезпечує зручний доступ до столу спереду і з боків (з трьох сторін). Однак при навантаженні С-подібної станини в момент робочого ходу в ній виникає значна несиметрична деформація, що призводить до відхилення лінії переміщення повзуна від осі преса. У результаті порушується рівномірність зазорів між верхньою і нижньою частинами штампа. Наприклад, при вирубці або витяжці з листа зазор між пуансоном і матрицею спереду зменшується, а ззаду збільшується. Це погіршує умови роботи штампа, збільшує його знос і є причиною виготовлення бракованих виробів.

Закриті преси мають станину рамного (аркового) типу з доступом до робочого простору з передньої і з задньої сторони преса (з двох сторін).

За зовнішнім оформленням конструкції розрізняють преси:

- з відкритим приводом;
- із закритим приводом (тобто прихованим всередині станини і навіть герметизованим).

За конструктивним оформленням розрізняють преси з кривошипним головним валом, виконаним у вигляді:

- кривошипного вала;
- колінчастого вала;
- ексцентрикового вала;
- шестеренне-ексцентрикового приводу.

Залежно від кількості кривошипів (ексцентриків) і, відповідно, кількості шатунів, розрізняють:

- однокривошипні преси, чи одношатунні;
- багатокривошипні преси, чи багатшатунні або багатоточкові.

Багатшатунна підвіска повзуна покращує умови його роботи і допускає позacentрові навантаження при робочому ході.

Істотна відмінність між кривошипними пресами пов'язана зі *структурою кінематичної схеми приводу*, що передає рух від електродвигуна до головного вала виконавчого механізму преса. У швидкохідних пресах, де загальне передавальне число є малим, виявляється достатнім застосування однієї або двох ступенів передач. У тихохідних пресах з малим числом ходів повзуна для значного зменшення частоти обертання від електродвигуна до головного вала передбачають від двох до чотирьох ступенів передач.

Відмінності в кінематиці приводу кривошипних пресів пов'язані також з необхідністю передачі руху у однокривошипних пресів від електродвигуна на дві сторони головного вала, а у багатокривошипних пресів – кільком валам.

У залежності від місця розташування приводу на станині розрізняють преси:

- з верхнім приводом;
- з нижнім приводом.

2.3. Структура механізмів кривошипних пресів

В кривошипних пресах робочий орган-повзун переміщує рухомі елементи штампа, який обробляє матеріал. Веденим елементом виконавчого механізму є повзун, а начальним ведучим елементом – кривошип.

Виконавчий механізм, який перетворює обертальний рух кривошипа в зворотно-поступальний рух повзуна, складається із декількох ланцюгів, які пов'язані обертальними та поступальними кінематичними парами. Час одного зворотно-поступального руху повзуна відповідає циклу роботи преса. Двічі за цикл, при крайніх положеннях, швидкість повзуна дорівнює нулю, його рух супроводжується інерційними зусиллями.

Технологічні вимоги обумовлюють той чи інший характер руху повзуна. А це вимагає обирання відповідної структури кривошипно-важільного механізму.

Питання для самоконтролю

1. Класифікація кривошипних машин по структурній будові.
2. Класифікація кривошипних машин згідно з технологічним призначенням та технологічними можливостями.
3. Головні виконуючі механізми існуючих кривошипних КШМ, їх особливості, переваги і недоліки.
4. Кінематичні схеми приводів сучасних кривошипних КШМ.
5. Класифікація кривошипних машин за конструктивними ознаками:
 - конструкцією станин, головних валів та шестеренне-ексцентрикових блоків;
 - конструкцією місць з'єднання шатуна з повзуном;
 - способами регулювання висоти штампового простору;
 - принципами дії та конструкціями механізмів регулювання ходу повзуна;
 - способами регулювання частоти подвійних ходів робочого органу машини.
6. Можливості збільшення продуктивності кривошипних машин.

3. КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ ТА АНАЛІЗ ГОЛОВНИХ ВИКОНУЮЧИХ МЕХАНІЗМІВ

3.1. Вибір та обґрунтування структурної кінематичної схеми преса

Схеми головних виконуючих механізмів, які найбільш розповсюджені [2], наведені на рис. 3.1.

Принципова схема головного виконуючого механізму (ГВМ) кривошипного преса визначається особливостями технологічної операції, яка виконується на пресі.

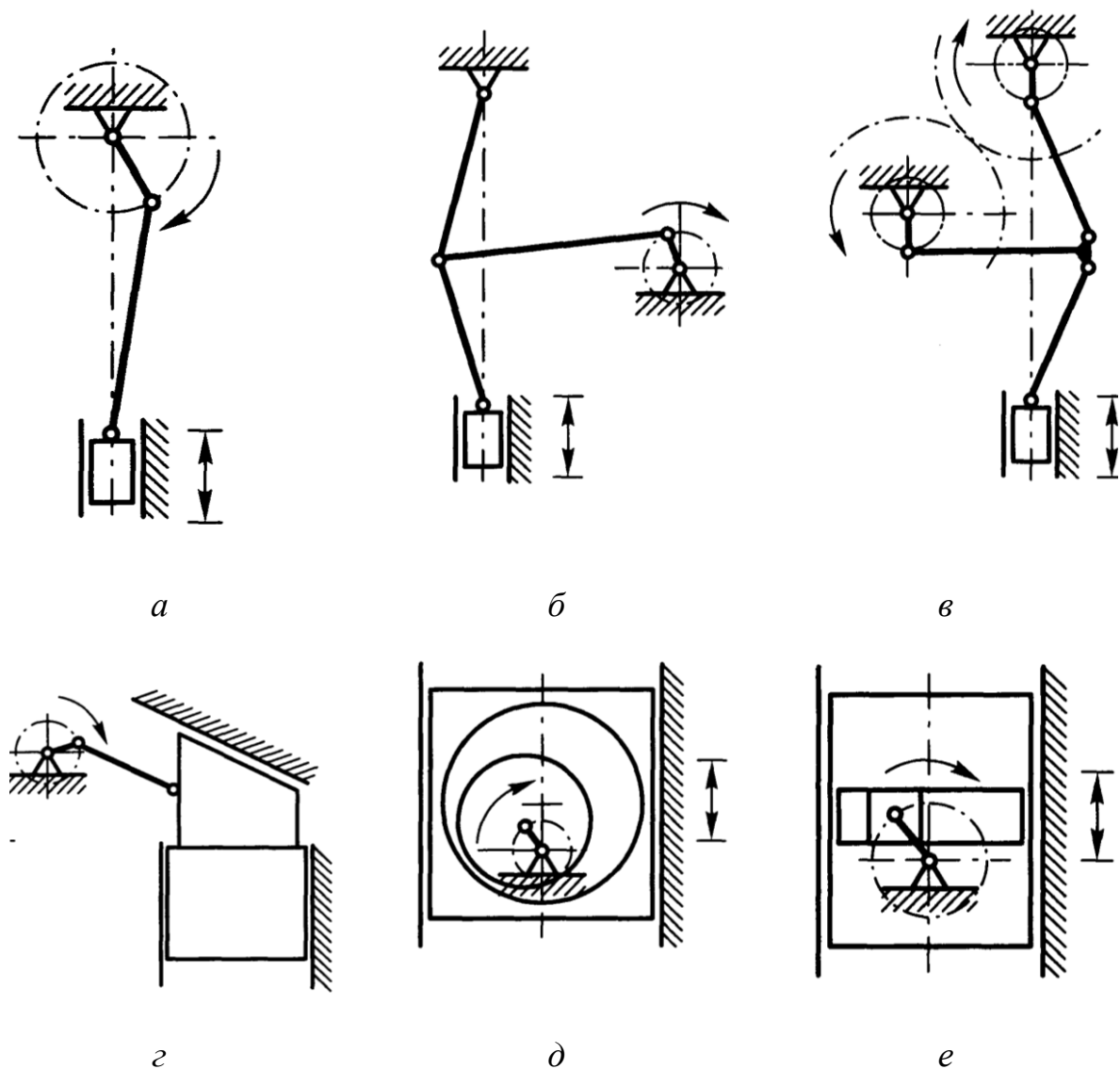


Рис.3.1. Кінематичні схеми [2] головних виконуючих механізмів кривошипних пресів:

a – кривошипно-повзунний; *б* – кривошипно-колінний; *в* – двокривошипний з двома ступенями рухомості; *г* – кривошипно-клиновий; *д, е* – кривошипно-кулісні механізми

На рис. 3.1, а наведена схема аксіального кривошипно-повзунного преса, за якою виконаний ГВМ універсальних листоштампувальних пресів, пресів для витягування подвійної та потрійної дії, пресів для обрізання облою. Для обробки крупногабаритних заготовок використовують двокривошипні та чотирьохкривошипні преси.

Для ГKM, КГШП та більшості модифікацій автоматів для холодного висаджування використовується в якості головного виконуючого механізму (ГВМ) дезаксіальний кривошипно-повзунний механізм, технологічні процеси є багатопереходні, зусилля від опору деформуванню не співпадають з лінією руху осі шарніра з'єднання шатуна з повзуном. Щоб уникнути перекіс повзуна, ГВМ виконується дезаксіальним, а повзун має подовжену форму та наділяється додатковими напрямними.

В карбувальних пресах використовують кривошипно-колінну кінематичну схему головного виконавчого механізму (рис. 3.1, б).

На рис. 3.1, г наведена схема, яка використовується в головних виконуючих механізмах найпотужніших КГШП, на рис. 3.1, д, е – в ГKM та автоматах для холодного висаджування.

3.2. Кінематика кривошипно-повзунного механізму пресів з верхнім і нижнім приводом

В більшості пресів простої та подвійної дії в якості головного виконавчого механізму використовують кривошипно-повзунний механізм в двох модифікаціях: *центральный (аксіальний)* та *зміщений (дезаксіальний)*.

В кривошипних пресах робочий хід відбувається біля крайнього нижнього положення повзуна, а в горизонтальних кривошипних машинах поблизу крайнього переднього положення. Повзун навантажується в межах ходу, який відповідає куту повороту головного вала менше 90° . Відрахування кутів ведуть від крайнього нижнього положення повзуна в сторону, яка є зворотною обертанню головного вала.

У центрального (аксіального) механізму (див. рис. 3.2) ось руху повзуна проходить через центр обертання кривошипа, а у зміщеного вона зміщена на відстань E (рис. 3.3). Основними параметрами кривошипно-шатунного механізму вважають:

- радіус кривошипа, $OA = R$;

- довжину шатуна, $AB = L$;
- коефіцієнт кратності шатуна, $\lambda = \frac{R}{L}$;
- коефіцієнт дезаксіальності, $k = \frac{E}{R}$;
- кут обертання головного вала, α .

Головними кінематичними параметрами кривошипно-повзунного механізму пресів вважають хід S , швидкість V та прискорення J повзуна. Хід повзуна визначається за схемою [2, 5] (рис. 3.2)

$$S = R + L - R \cos \alpha - L \cos \beta, \quad (3.1)$$

$$S = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right], \quad (3.2)$$

$$AC = L \sin \beta = R \sin \alpha, \quad (3.3)$$

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha, \quad (3.4)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}. \quad (3.5)$$

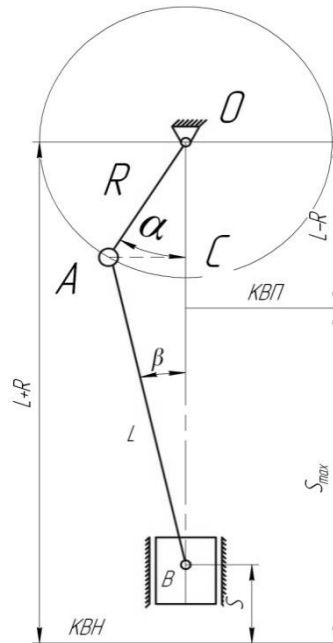


Рис. 3.2. Схема аксіального кривошипно-повзунного механізму з верхнім приводом

Враховуючи (3.2) та (3.5), отримуємо точне рішення:

$$S = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}) \right], \quad (3.6)$$

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} = 1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \alpha - \frac{\lambda^4}{8} \sin^4 \alpha, \quad (3.7)$$

$$\sin^2 \alpha = \frac{1 - \cos 2\alpha}{2}. \quad (3.8)$$

Якщо розкласти кореневий вираз в ряд (3.7) та використати формулу (3.8), то отримуємо наближену формулу для ходу повзуна

$$S = R \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]. \quad (3.9)$$

Знайдемо швидкість повзуна

$$V = \frac{ds}{dt} = R\omega (\sin \omega t + \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega t). \quad (3.10)$$

Визначимо прискорення повзуна

$$V = \frac{dV}{dt} = R\omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t). \quad (3.11)$$

Для аксіального кривошипно-повзунного механізму с нижнім розташуванням кривошипа хід S , швидкість V та прискорення повзуна J визначаються за такими формулами:

$$S = R \left[(1 - \cos \alpha) - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]; \quad (3.12)$$

$$v = \omega R \left(\sin \alpha - \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right); \quad (3.13)$$

$$j = \omega^2 R (\cos \alpha - \lambda \cos 2\alpha). \quad (3.14)$$

3.3. Особливості кінематики дезаксіального кривошипно-повзунного механізму

Розглянемо особливості кінематики дезаксіального кривошипно-повзунного механізму [5], вісь руху повзуна проходить не через центр обертання кривошипа, а зміщена на відстань E , та характеризується

коефіцієнтом дезаксіальності, $k = \frac{E}{R}$ (рис. 3.3).

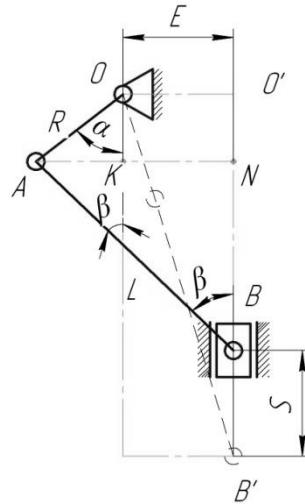


Рис. 3.3. Схема дезаксіального кривошипно-повзунного механізму з верхнім приводом

З трикутників $\triangle OO'B'$, $\triangle ANB$, $\triangle AOK$ (див. рис. 3.3) визначимо змінне значення ходу повзуна:

$$\begin{aligned} S &= O'B' - O'N - NB = \sqrt{(OB')^2 - (OO')^2} - (OA \cdot \cos \alpha) + (AB \cdot \cos \beta) = \\ &= \sqrt{(R + L)^2 - E^2} - (R \cdot \cos \alpha + L \cdot \cos \beta). \end{aligned}$$

З трикутників $\triangle ANB$, $\triangle AOK$ маємо таке:

$$AN = L \cdot \sin \beta; \quad (3.15)$$

$$AN = AK + NK = R \cdot \sin \alpha + E; \quad (3.16)$$

$$L \cdot \sin \beta = R \cdot \sin \alpha + E. \quad (3.17)$$

Враховуючи, що $\frac{E}{R} = k$ та $\frac{R}{L} = \lambda$, отримаємо

$$\sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha + \lambda \cdot k. \quad (3.18)$$

З урахуванням заміни $\cos \beta$ двома членами алгебраїчного ряду за біномом Ньютона

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 (\sin \alpha + k)^2} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 (\sin \alpha + k)^2. \quad (3.19)$$

Наступні перетворення з урахуванням алгебраїчного ряду за біномом Ньютона:

$$\sqrt{(R+L)^2 - E^2} = (R+L) \cdot \sqrt{1 - \frac{E^2}{(R+L)^2}} = (R+L) \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{E^2}{(R+L)^2}\right) = R+L - \frac{1}{2} \cdot \frac{E^2}{R+L}. \quad (3.20)$$

Підставляємо (3.18), (3.19), (3.20) в вираз для визначення ходу повзуна:

$$\begin{aligned} S &= R+L - \frac{1}{2} \cdot \frac{E^2}{R+L} - (R \cos \alpha + L(1 - \frac{1}{2} \lambda^2 (\sin \alpha + k)^2)) = \\ &= R(1 - \cos \alpha) - \frac{1}{2} \cdot \frac{E^2}{R+L} + L \cdot \frac{1}{2} \lambda^2 (\sin \alpha + k)^2 = \\ &= R(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{2} \cdot \frac{L \cdot R \cdot \lambda}{L} \cdot \frac{(1 - \cos 2\alpha)}{2} - \frac{1}{2} \cdot \frac{E^2}{R+L} + \frac{2}{2} \cdot L \cdot \lambda^2 \cdot k \cdot \sin \alpha + \frac{L}{2} \cdot \lambda^2 \cdot k^2 = \\ &= R \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] + \frac{L \cdot R}{L} \cdot \lambda \cdot k \cdot \sin \alpha + \frac{R}{2} \cdot \frac{\lambda^2 \cdot k^2}{(1 - \lambda)} = \\ &= R \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) + \lambda \cdot k \cdot \sin \alpha + \frac{\lambda^2 \cdot k^2}{2 \cdot (1 + \lambda)} \right]. \end{aligned}$$

Після проведених перетворень отримаємо формулу визначення змінного значення ходу повзуна:

$$S = R \cdot \left\{ (1 - \cos \alpha) + \left(\frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) + k \cdot \lambda \cdot \sin \alpha + \frac{k^2 \cdot \lambda^2}{2 \cdot (1 + \lambda)} \right) \right\}. \quad (3.21)$$

Визначимо головні кінематичні параметри дезаксіального кривошипно-повзунного механізму: швидкість V та прискорення повзуна J :

$$v = \frac{ds}{dt} = R \cdot \omega \cdot \left[\sin \omega t + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\omega t + k\lambda \cos \omega t \right]; \quad (3.22)$$

$$j = \frac{dv}{dt} = R \cdot \omega^2 \cdot [\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t - k\lambda \sin \omega t]. \quad (3.23)$$

3.4. Вибір значень коефіцієнтів шатуна та дезаксіального зміщення

Коефіцієнт довжини шатуна визначається з відношення $\lambda = \frac{R}{L}$, залежить, в основному, від величини максимального ходу повзуна, конструкції головного виконавчого механізму і необхідної силової дії шатуна на повзун. Значення коефіцієнта довжини шатуна λ , що рекомендуються для кривошипних машин різного типу, наведені в табл. 3.1. З використанням

даних табл. 3.1 за залежністю $L = \frac{R}{\lambda}$ визначається розрахункове значення довжини шатуна, після чого остаточне значення довжини шатуна L приймається з використанням нормального ряду чисел, а далі проводиться перевірка відповідності коефіцієнта довжини шатуна λ діапазону, що рекомендуються (див. табл. 3.1).

Для дезаксіальних механізмів, що знаходять застосування в ГKM і КГШП, окрім наведених вище параметрів повинні бути задані також зсув вісі повзуна E , коефіцієнт дезаксіальності, $k = \frac{E}{R}$ або коефіцієнт зсуву осі повзуна, $\varepsilon = \frac{E}{L}$.

Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнта довжини шатуна, який рекомендується для кривошипного устаткування різного типу

Тип преса	λ
Універсальні преси для листового штампування:	
– з постійним нормальним ходом	0,085...0,125
– з постійним збільшеним ходом	0,190...0,270
– з регульованим ходом	0,065...0,085
Преси для витяжки листового матеріалу	0,190...0,270
Преси з плунжерною підвіскою повзуна:	
– простої дії	0,300...0,350
– преси подвійної дії для витяжки листового матеріалу	0,420...0,450
Листоштампувальні преси-автомати:	
– багатопозиційні	0,080...0,180
– нижнім приводом	0,060...0,080
Кривошипні гарячештампувальні преси (КГШП)	0,140...0,175
Горизонтально-кувальні машини (ГKM)	0,270...0,330
Автомати для об'ємного штампування	0,120...0,200

Рекомендується діапазон значень $\varepsilon = 0,08...0,10$. Крім того, для дезаксіальних механізмів має бути виконана умова: $\varepsilon < \lambda$. Максимальне переміщення повзуна (S_{\max}) і радіус кривошипа (R) зв'язані такою залежністю:

$$S_{\max} = R \left[2 + \frac{\varepsilon^2}{(1 - \lambda^2)} \right]. \quad (3.24)$$

Дезаксіальні механізми забезпечують постійне прилягання повзуна до основних напрямних, а не до планок.

3.5. Побудова графіків змінювання шляху, швидкості та прискорення повзуна залежно від кута повороту головного вала

Графіки змінювання шляху, швидкості та прискорення повзуна залежно від кута повороту головного вала аксіального кривошипно-повзунного механізму будуються з використанням залежностей 3.9–3.11 (рис. 3.4) [2].

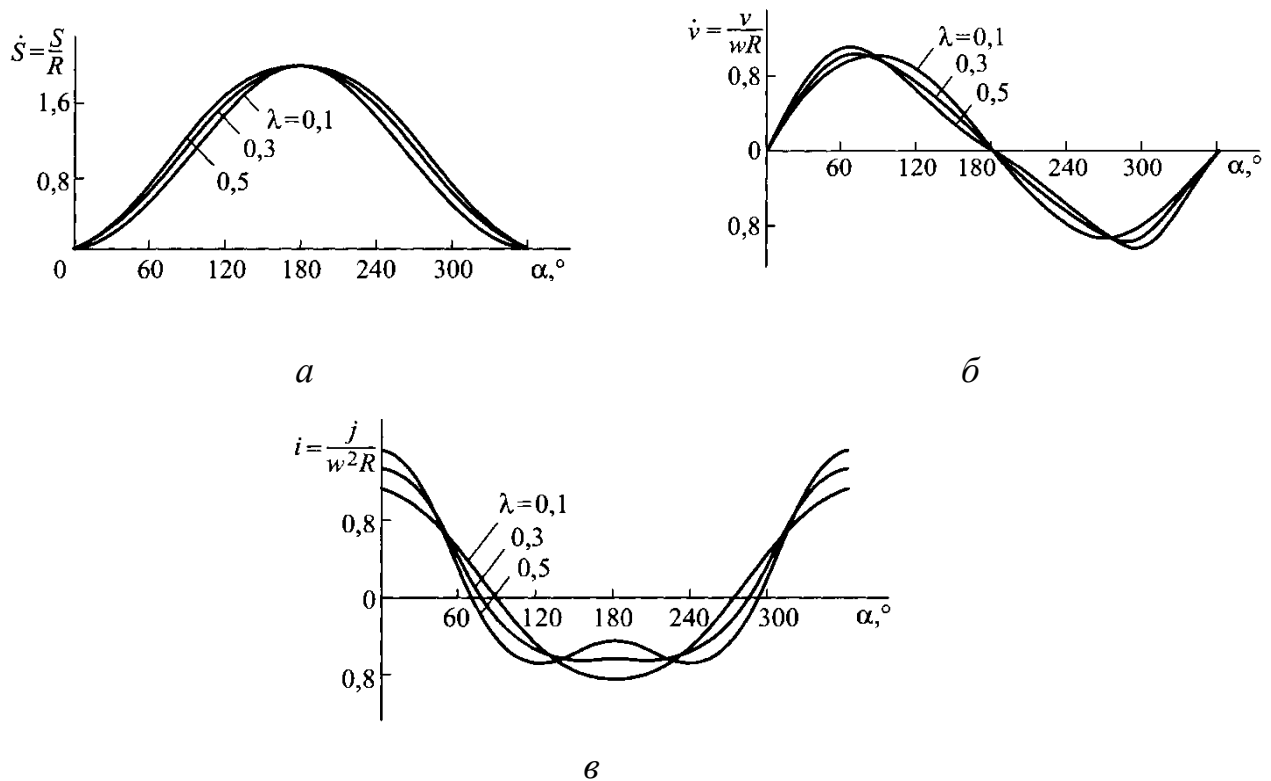


Рис. 3.4. Характер зміни кривих: а – переміщення, б – швидкості та в – прискорення повзуна аксіального кривошипно-повзунного механізму при різних значеннях λ

3.6. Кінематика кривошипно-колінчатого механізму карбувальних пресів та пресів для видавлювання

Принципова схема кривошипно-колінчатого механізму наведена на рис. 3.5. Кривошипно-колінчатий механізм розглядаємо у вигляді двох кривошипно-шатунних механізмів: $ДВС$ та $ОАВ$. Колінний механізм $ДВС$, як кривошипно-шатунний з радіусом кривошипа $R = ВС$, а довжина шатуна $L = BD$, причому $BC = BD$. Радіуси шарнірів $Д$, $С$, $В$ дорівнюють $d/2$.

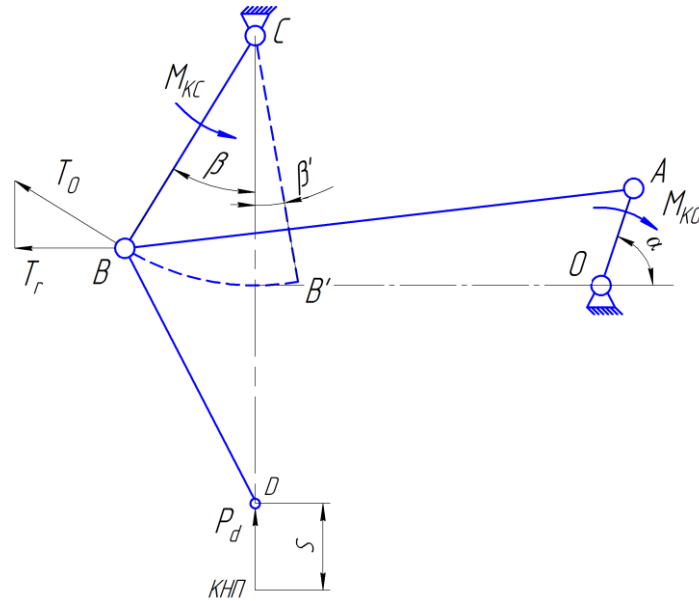


Рис. 3.5. Схема до визначення головних кінематичних параметрів та обертового моменту в кривошипно-колінчатому механізмі

Переміщення повзуна від крайнього нижнього положення залежно від положення важеля BC , яке визначається кутом β , за умов, що $\beta_{\min} = 0$, визначається за формулою:

$$S = BC \left[(1 - \cos \beta) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\beta) \right], \quad (3.25)$$

де $\beta = \omega_e t$;

$$\text{швидкість} - v = \frac{ds}{dt} = BC \cdot \omega_e \left(\sin \beta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\beta \right); \quad (3.26)$$

$$\text{прискорення} - j = \frac{dv}{dt} = BC \cdot \omega_e^2 (\cos \beta + \lambda \cos 2\beta). \quad (3.27)$$

3.7. Кінематика кривошипно-кулісного механізму

На рис. 3.6 наведена схема кривошипно-кулісного механізму з нижнім приводом.

Переміщення повзуна від крайнього нижнього положення залежно від кута повороту α кривошипа радіуса R визначається за формулою:

$$S = R(1 - \cos \alpha); \quad (3.28)$$

$$S_{\max} = 2R;$$

швидкість – $v = \omega R \sin \alpha$; (3.29)

прискорення – $j = \omega^2 R \cos \alpha$. (3.30)

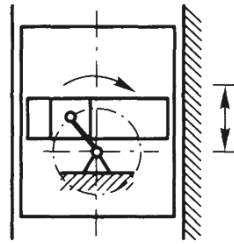


Рис. 3.6. Схема кривошипно-кулісного механізму з нижнім приводом

Питання для самоконтролю

1. Особливості кінематики кривошипно-повзунного механізму пресів з верхнім і нижнім приводом.
2. Особливості кінематики дезаксіального (зміщеного) кривошипно-повзунного механізму.
3. Рекомендовані значення коефіцієнтів шатуна та коефіцієнтів зміщення.
4. Графіки змінювання пересування, швидкості та прискорення повзуна залежно від кута повороту головного вала.
5. Особливості кінематики кривошипно-колінчатого механізму карбувальних пресів та пресів для видавлювання.
6. Особливості кінематики кривошипно-кулісного механізму.
7. Як змінюються відносна довжина шатуна у пресі зі змінним ходом зі збільшенням коефіцієнта λ ?
8. Хід преса регулюється:
 - А – зміною довжини шатуна?
 - Б – зміною положення стола?
 - В – зміною радіуса кривошипа?
9. Як змінюється закрита висота у пресі зі збільшенням його ходу?

4. СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ

4.1. Сили в ідеальному кривошипно-повзунному механізмі

Сили, які виникають в ідеальному кривошипно-повзунному механізмі, є наслідком подолання опору деформації, при цьому сили інерції малі і їх в розрахунках не враховують.

Розгляд ідеального кривошипно-повзунного механізму проводиться за заданими зусиллями деформації P_d і розмірами ланок. Розглянемо ідеальний механізм без урахування сил тертя, які діють в шарнірах [2, 5]. В ідеальному механізмі (рис. 4.1, а) зусилля, що діє уздовж шатуна, і силу, направлену нормально до напрямних, визначимо з трикутника сил.

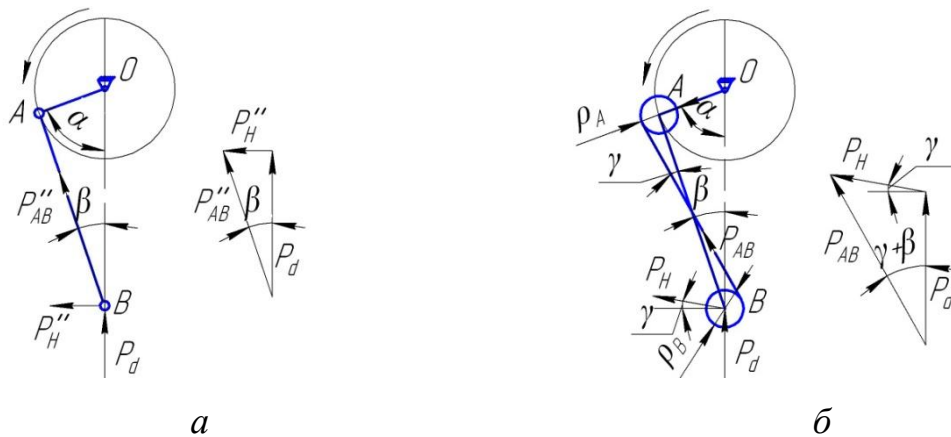


Рис. 4.1. Схема діючих сил: а – в ідеальному кривошипно-повзунному механізмі; б – в реальному кривошипно-повзунному механізмі

$$\text{Зусилля, яке діє вздовж шатуна } P_{AB} = \frac{P_d}{\cos \beta}. \quad (4.1)$$

$$\text{Зусилля, яке діє на напрямні } P_H = P_d \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (4.2)$$

$$\text{Відомо, що } \sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha, \quad (4.3)$$

тоді β має максимальне значення при $\alpha = 90^\circ \rightarrow \sin \alpha = 1$

$$\beta_{\max} = \arcsin \cdot \lambda. \quad (4.4)$$

Проте на практиці кут робочого ходу преса менше кута повороту кривошипа, рівного 90° . Тому для знаходження максимальних значень P_{AB} і P_H необхідно знайти кут повороту кривошипа, відповідний максимальному

зусиллю деформації за графіком зусиль деформації для основного виду технологічної операції, потім для α_{\max} знайти відповідне значення β_{\max} як

$$\beta_{\max} = \arcsin(\lambda \sin \alpha_{\max}), \quad (4.5)$$

і, за максимальним значенням зусилля деформації, яке дорівнює максимально допустимому за графіком міцності преса, знайти максимальне значення зусиль, що діють на повзуні та напрямних:

$$P_{AB} = \frac{P_d}{\cos \beta_{\max}^p}, \quad (4.6)$$

$$P_{HH} = P_d \cdot \operatorname{tg} \beta_{\max}^p. \quad (4.7)$$

У реальних умовах в універсальних пресах, що працюють на операціях вирубки, максимальне зусилля на повзуні виникає при кутах повороту кривошипа $\alpha_{\max} = 10\text{--}25^\circ$, на витяжних пресах подвійної дії $\alpha_{\max} = 30\text{--}60^\circ$, на КГШП і ГKM α_{\max} близько 0° .

Максимально допустиме зусилля на повзуні преса для вказаних положень кривошипного вала складає різну величину від номінального: для універсальних пресів $P_d = 0,8 \dots 1,0 P_H$, витяжних подвійної дії $P_d = 0,5 \dots 0,6 P_H$, для КГШП і ГKM $P_d = P_H$.

4.2. Сили і обертові моменти в реальному механізмі кривошипного преса

У реальному кривошипно-шатуновому механізмі, окрім зусилля деформації, виникає опір від сил тертя в напрямних повзуна і моментів тертя в шарнірах [2, 5, 7]. Перейдемо від ідеального механізму до реального, та врахуємо тертя, коефіцієнт тертя за умов рідинного змащення $f = 0,05$.

Для урахування тертя в шарнірах A та B побудуємо два кола тертя радіусом $\rho_a = fr_a$ та $\rho_b = fr_b$.

Зусилля вздовж шатуна направлене по дотичної до кіл тертя (див. рис. 4.1, б). Кут відхилення визначається з рівняння (4.8).

$$\sin \gamma = \frac{f(r_a + r_b)}{L}; \quad (4.8)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = f. \quad (4.9)$$

Побудуємо силовий трикутник, з якого за допомогою теореми синусів визначимо зусилля, які діють вздовж шатуна та на напрямні.

$$\frac{P_d}{\sin \theta} = \frac{P_{AB}}{\sin(90^\circ + \varphi^\circ)}; \quad (4.10)$$

$$\theta = 180^\circ - 90^\circ - \varphi - \beta - \gamma. \quad (4.11)$$

Сила, яка діє вздовж шатуна:

$$P_{AB} = \frac{P_d \cdot \cos \varphi}{\cos(\varphi + \beta + \gamma)}; \quad (4.12)$$

$$\frac{P_H}{\sin(\beta + \gamma)} = \frac{P_d}{\sin(90 + \beta + \gamma + \varphi)}.$$

Сила, яка діє на напрямні із урахуванням тертя:

$$P_H = \frac{P_d \cdot \sin(\beta + \gamma)}{\cos(\varphi + \beta + \gamma)} \quad (4.13)$$

Обертовий момент на головному валу преса визначається за формулою:

$$M_k = P_d \cdot (m_k^\alpha + m_k^f), \quad (4.14)$$

де M_k – обертовий момент на валу;

P_d – зусилля деформації;

m_k^α – приведенне плече ідеального механізму;

m_k^f – приведенне плече тертя.

В ідеальному кривошипно-повзунному механізмі зусилля деформування створюється обертовим моментом на кривошипному валу без урахування сил тертя в шарнірах тертя.

За законом збереження енергії, потужність, яка створюється обертовим моментом на кривошипному валу, приблизно дорівнює потужності, яка створюється зусиллям деформування:

$$M_k \cdot \omega = P_d \cdot v; \quad (4.15)$$

$$P_d \cdot \frac{v}{\omega} = M_k ; \quad (4.16)$$

$$v = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right), \quad (4.17)$$

де v – лінійна швидкість повзуна,

ω – кутова швидкість обертального руху кривошипа.

Підставимо вираз (4.17) в (4.16) і отримаємо формулу для обертового моменту в ідеальному механізмі без урахування тертя

$$M_k = P_d \cdot R \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right). \quad (4.18)$$

Ідеальне плече аксіального кривошипно-повзунного механізму

$$m_k^\alpha = R \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right). \quad (4.19)$$

Знайдемо приведені плечі тертя з балансу елементарних робіт:

$$M_k \cdot d\alpha = P_d \cdot ds + f \cdot P_d \cdot r_A \cdot (d\alpha + d\beta) + f \cdot P_d r_B \cdot d\beta + f P_{ol} \cdot r_{ol} \cdot d\alpha + f P_{oll} \cdot r_{oll} \cdot d\alpha ; \quad (4.20)$$

$$M_k = P_d \frac{ds}{d\alpha} + f \cdot P_d \cdot \left[r_A \left(1 + \frac{d\beta}{d\alpha} \right) + r_B \cdot \frac{d\beta}{d\alpha} + \frac{P_{ol} \cdot r_{ol}}{P_d} + \frac{P_{oll} \cdot r_{oll}}{P_d} \right], \quad (4.21)$$

де P_{ol}, P_{oll} – реакції в опорах вала,

r_{ol}, r_{oll} – радіуси відповідних опор вала.

$$\frac{ds}{d\alpha} = m_k^\alpha . \quad (4.22)$$

Диференціюємо вираз $\sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha$.

Отримуємо

$$\cos \beta d\beta = \lambda \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha; \frac{d\beta}{d\alpha} = \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \approx \lambda \cos \alpha \quad (4.23)$$

Підставляємо (4.22 і 4.23) в (4.21)

$$M_k = P_d \cdot m_k^\alpha + f \cdot P_d \cdot [r_A \cdot (1 + \lambda \cdot \cos \alpha) + r_B \cdot \lambda \cdot \cos \alpha + r_0] \quad (4.24)$$

Для двостійкових пресів $r_o = r_{ol} = r_{oII}$.

Для одностійкових пресів $r_o = \frac{P_{ol}r_{ol} + P_{oII}r_{oII}}{P_d}$.

Враховуючи, що в нижньому положенні повзуна $\cos \alpha \approx 1$, отримаємо приведене плече сил тертя:

$$m_k^f = f \cdot [r_A \cdot (1 + \lambda) + r_B \cdot \lambda + r_o] \quad (4.25)$$

4.3. Заклинювання кривошипно-повзунного механізму

На технологічних операціях із максимальним зусиллям в крайньому нижньому положенні повзуна відбувається явище заклинювання. Воно з'являється при малому тиску повітря, що веде до проковзування муфти, при перевантаженні преса та не спрацюванні запобіжника. В разі заклинювання фактично відключений привод, але система деталей приводу знаходиться під навантаженням. В цьому разі пружні сили деталей врівноважуються силами тертя в шарнірах

Визначимо мінімальний кут заклинювання центрального та дезаксіального кривошипно-повзунного механізму [5, 7].

Обертовий момент на головному валу визначається за формулою:

$$M_k = P_d \cdot (m_k^\alpha + m_k^f).$$

В межах кутів повороту кривошипного вала, при яких момент тертя більше чи дорівнює обертовому моменту, що створює зусилля, яке прикладене до повзуна, механізм буде залишатися не рухомим, при цьому

$$P_D \cdot m_k^f \geq P_D \cdot m_k^\alpha; \quad (4.26)$$

$$m_k^f \geq m_k^\alpha. \quad (4.27)$$

Для центрального кривошипно-шатунного механізму:

$$m_k^f \geq R \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right); \quad (4.28)$$

$$m_k^f \geq R \cdot \alpha \cdot (1 + \lambda); \quad (4.29)$$

$$\alpha_3 \leq \frac{m_k^f}{R \cdot (1 + \lambda)}. \quad (4.30)$$

Знайдемо для дезаксіального кривошипно-шатунного механізму умови заклинювання

$$m_k^f \geq R \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha + k \cdot \lambda \cdot \cos \alpha \right). \quad (4.31)$$

Враховуючи, що заклинювання відбувається при малих кутах повороту кривошипа, та приймаючи, що $\sin \alpha = \alpha$, $\cos \alpha \approx 1$, отримаємо:

$$m_k^f \geq R \cdot (\alpha_3 \cdot (1 + \lambda) + k \cdot \lambda); \quad (4.32)$$

$$\alpha_3^{\text{д}} = \frac{m_k^f - R \cdot k \cdot \lambda}{(\lambda + 1) \cdot R}. \quad (4.33)$$

4.4. Обертовий момент в кривошипно-колінному механізмі

Визначимо обертовий момент на кривошипному валу (див. рис. 3.5). Кривошипно-колінний механізм розглядаємо у вигляді двох кривошипно-повзунних. Колінний механізм DBC , як кривошипно-шатунний з радіусом кривошипа $R = BC$, та довжиною шатуна $L = BD$. Радіуси шарнірів D , C , B дорівнюють $d/2$

$$BC = DB = L \rightarrow \lambda_1 = 1,$$

$$R_c = R_d = R_b = d/2.$$

Обертовий момент від сили T_0 відносно точки C (див. рис. 3.5)

$$M_{\text{КС}} = T_0 \cdot BC. \quad (4.34)$$

Обертовий момент колінного механізму DBC з урахуванням виразів для ідеального приведенного плеча (4.19) та приведенного плеча сил тертя (4.25) визначається за формулою:

$$M_{KC} = P_d \cdot (m_{kc}^{\alpha} + m_{kc}^f) = P_d \cdot [BC(\sin \beta + \frac{\lambda_1}{2} \sin 2\beta) + f \cdot [(1 + \lambda_1 \cos \beta) \frac{d}{2} + \lambda_1 \cos \beta \frac{d}{2} + \frac{d}{2}]. \quad (4.35)$$

Запишемо спрощений вираз для обертового моменту, враховуючи такі співвідношення

$$\begin{aligned} \sin 2\beta &= 2 \sin \beta \cos \beta; \\ \beta \rightarrow 0; \sin \beta &= \beta; \cos \beta \approx 1; \end{aligned}$$

$$M_{KC} = 2P_d \cdot [BC \cdot \beta + fd]. \quad (4.36)$$

Користуючись залежностями (4.34) та (4.36), визначимо зусилля

$$T_o = \frac{M_{KC}}{BC} = \frac{2 \cdot P_o \cdot BC \cdot (\beta + \frac{fd}{BC})}{BC} = 2 \cdot P_o \cdot \left[\beta + \frac{fd}{BC} \right]. \quad (4.37)$$

Горизонтальна складова в шарніра B визначається за формулою:

$$T_r = T_o \cdot \cos \beta. \quad (4.38),$$

В нижньому положенні повзуна при $\cos \beta = 1$ горизонтальна складова визначається:

$$T_r = 2 \cdot P_o \left(\beta + \frac{fd}{BC} \right). \quad (4.39)$$

Розглянемо кривошипно-шатунний механізм OAB , в якому $OA = R$, $\lambda = \frac{R}{L}$, та обертовий момент на кривошипному валу:

$$\begin{aligned} M_{KO} &= T_r \cdot (m_k^{\alpha} + m_k^f) = T_r \{ R[\sin(180^\circ - \alpha) + \lambda \frac{1}{2} \sin(360^\circ - 2\alpha)] + \\ &+ f[(1 + \lambda) \cdot r_A + \lambda r_B + r_0] \} = 2P_o \left(\beta + \frac{fd}{BC} \right) \left\{ R(\sin \alpha - \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) + f[(1 + \lambda)r_A + \lambda r_B + r_0] \right\}. \end{aligned} \quad (4.40)$$

4.5. Вибір типу та розмірів головного вала виконуючого механізму

Основні типи головних валів [5, 7] наведені на рис. 4.2.

Кривошипний вал застосовують для одностійкових конструкцій пресів, недолік – він недостатньо жорсткий.

Колінчастий вал є складним у виготовленні, дорогим, має недостатню жорсткість.

Ексцентриковий вал забезпечує можливість регулювання величини ходу повзуна, разом з тим – складний у виготовленні.

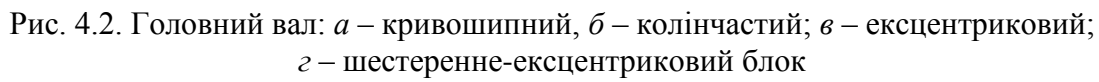
Шестеренне-ексцентриковий блок (привод) в даний час застосовується в більшості типів кривошипних пресів унаслідок простоти виготовлення, підвищеної жорсткості (ось блоку не навантажена обертовим моментом). Крім того, використання такого приводу забезпечує можливість регулювання величини ходу повзуна. Недоліки застосування:

- підвищені втрати на тертя (~10%);
- для його виготовлення збільшуються витрати бронзи.

Односторонній привод збільшує габарити преса (застосовується в швидкохідних пресах і пресах з невеликим номінальним зусиллям). Двосторонній привод дозволяє зменшити габаритні розміри преса. Роздвоєний привод використовується для двокривошипних пресів.

Розрахунок основних розмірів і виконання ескізу головного вала або шестеренне-ексцентрикового приводу виконується відповідно до рекомендацій табл. 4.1, рис. 4.2.

У табл. 4.1 прийняті такі позначення: P_n – номінальне зусилля кривошипної машини; d_o – діаметр опорної шийки вала або вісі; d_A – діаметр шатунної шийки; L_o – довжина опорної шийки; L_A – довжина шатунної шийки; L_K – довжина шатунної шийки, яка включає бічні щоки; L_{III} – довжина вкладишів; a – ширина щік колінчастого вала; r – радіус галтелі; L_1 – довжина посадочної частини для колеса.



Таблиця 4.1 – Орієнтовні розміри головних валів

Параметр	Тип вала			
	Колінчастий		Ексцентриковий	Шестеренне- ексцентриковий блок
	Одноколінчастий	Двоколінчастий		
d_0	$P_H < 2000кН$ $d_0 = 14\sqrt{0,1P_H}$ $P_H > 2000кН$ $d_0 = 12\sqrt{0,1P_H + 60}$	$P_H < 1600кН$ $d_0 = 14\sqrt{0,1P_H}$ $P_H > 1600кН$ $d_0 = 9\sqrt{0,1P_H + 300}$	$d_0 = (11-14)\sqrt{0,1P_H}$	$d_0 = 14\sqrt{0,1P_H}$
d_A	$1,5d_0$	$1,35d_0$	$d_0 + 2R + (10-20)$	$d_0 + 2R + (60-80)$
L_A	$(1,3-2,1)d_0$	$(1,2-1,4)d_0$	$(0,7-0,9)d_0$	$1,27d_0$
L_0	$(1,7-2,5)d_0$	$(1,68-2,1)d_0$	$(1,0-2,4)d_0$	$2d_0$
L_K	$(2,64-3,44)d_0$	$(2,4-2,6)d_0$	-	$3,27d_0$
L_{III}	-	-	-	$(1,1-1,3)d_0$
a	$1,66d_0$	$1,6d_0$	-	-
e	$0,67d_0$	$0,6d_0$	-	-
r	$0,08d_0$	$(0,07-0,08)d_0$	$0,1d_0$	$(0,1-0,12)d_0$
L_1	$(0,9-1,3)d_0$	$(0,7-1,1)d_0$	$(0,7-1,1)d_0$	d_0
d_1	$d_0 < 200$ мм; $d_1 = d_0 - (2-3)$ мм; $d_0 = 200-300$ мм; $d_1 = d_0 - 5$ мм; $d_0 > 300$ мм; $d_1 = d_0 - 10$ мм;			

4.6. Розрахунок головних валів на міцність

Колінчасті вали розраховуються як балки на шарнірних опорах [3] або як балки на пружній основі [2, 7]. Останній підхід дає точніші результати для повзуна з ходом менше діаметра опорної шийки вала і дозволяє встановлювати довжину робочої частини опори колінчастого вала.

Розглянемо методику визначення коефіцієнтів запасу і допустимого зусилля на повзуні за умов міцності кривошипного вала.

Перевірка правильності вибраних розмірів головного вала проводиться через розрахунок коефіцієнтів запасу міцності його небезпечних перетинів.

На головний вал впливають моменти сили, що крутять, вигинають, та поперечні сили, які в процесі робочого ходу зростають від нуля до максимуму, потім від максимуму знижуються до нуля. Головний вал працює в режимі пульсуючих навантажень, тобто таких циклічних навантажень, що повторюються протягом кожного робочого ходу повзуна.

Величина максимальних напружень в небезпечних перетинах головного вала визначається за залежностями:

– нормальне напруження, що вигинає

$$\sigma = \frac{M_{\text{и}}}{0,1d_0^3}; \quad (4.41)$$

– дотичне напруження від дії обертового моменту

$$\tau_K = \frac{M_K}{0,2d_0^3}; \quad (4.42)$$

– дотичне напруження від поперечної сили

$$\tau_n = \frac{4}{3}\tau_{\text{CP}}; \quad \tau_{\text{CP}} = \frac{Q}{\frac{\pi d_0^2}{4}}; \quad \tau_n = 1,7 \frac{Q}{d_0^2}, \quad (4.43)$$

де τ_{CP} – середнє значення дотичного напруження від поперечної сили.

Повне дотичне напруження дорівнює:

$$\tau = \tau_K + \tau_n. \quad (4.44)$$

Приведене напруження при плоскому напруженому стані визначається

$$\sigma_{\text{IP}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}. \quad (4.45)$$

Коефіцієнт запасу міцності дорівнює

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{IP}}}, \quad (4.46)$$

де σ_{-1} – межа витривалості.

Напруження при визначенні запасу міцності при пульсуючому циклі навантаження приводяться до еквівалентних [2]:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{екв}} &= \frac{\sigma_a k_\sigma}{\xi_\sigma \beta} + \psi_\sigma \sigma_m; \\ \tau_{\text{екв}} &= \frac{\tau_a k_\tau}{\xi_\tau \beta} + \psi_\tau \tau_m, \end{aligned} \quad (4.47)$$

де σ_a, τ_a – амплітудні значення напружень;

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma}{2}; \quad \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau}{2}; \quad (4.48)$$

σ_m, τ_m – середні напруження циклу

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma}{2}; \quad \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau}{2}; \quad (4.49)$$

k_σ, k_τ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

$\xi_\sigma, \xi_{\tau\beta}, \beta$ – коефіцієнти, що враховують абсолютні розміри і чистоту поверхні;

ψ_σ, ψ_τ – коефіцієнти, що враховують форму діаграми граничних напружень

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1u} - \sigma_0}{\sigma_0}; \quad \psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0},$$

де σ_0, τ_0 – межа витривалості при вигині та крученні для пульсуючого циклу.

Загальний коефіцієнт запасу міцності визначається за виразом:

$$\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2}, \quad (4.50)$$

де $n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{екв}}}; n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{екв}}}.$

Підставимо n_σ та n_τ в (4.50)

$$n = \frac{\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{екв}}} \cdot \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{екв}}}}{\sqrt{\left(\frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{екв}}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{екв}}}\right)^2}} \cdot \frac{\frac{\sigma_{\text{екв}} \cdot \tau_{\text{екв}}}{\tau_{-1}}}{\frac{\sigma_{\text{екв}} \cdot \tau_{\text{екв}}}{\tau_{-1}}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2 \cdot \tau_{\text{екв}}^2 + \sigma_{\text{екв}}^2}}. \quad (4.51)$$

Після підстановки значень $\tau_{\text{екв}}$ та $\sigma_{\text{екв}}$ в формулу (4.51) отримаємо:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{\frac{\sigma^2}{4} \cdot \left(\frac{k\sigma}{\xi_\sigma \beta} + \psi_\sigma\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2 \frac{\tau^2}{4} \left(\frac{k\tau}{\xi_\tau \beta} + \psi_\tau\right)^2}} \quad (4.52)$$

Коефіцієнти при σ і τ позначають відповідно ϕ_σ і ϕ_τ (рис. 4.3), а вираз (4.52) має вигляд:

$$n = \frac{\sigma_{-1u}}{\sqrt{\phi_{\sigma}\sigma^2 + \phi_{\tau}\tau^2}}. \quad (4.53)$$

Коефіцієнти при σ і τ дорівнюють:

$$\phi_{\sigma} = 0,25 \left(\psi_{\sigma} + \frac{k_{\sigma}}{\xi_{\sigma}\beta} \right)^2; \quad (4.54)$$

$$\phi_{\tau} = 0,25 \left(\psi_{\tau} + \frac{k_{\tau}}{\xi_{\tau}\beta} \right)^2 \left(\frac{\sigma_{-1u}}{\tau_{-1}} \right)^2. \quad (4.55)$$

Значення коефіцієнтів ϕ_{σ} і ϕ_{τ} можна розраховувати для будь-якої марки сталі [2, 5]. Для нормалізованої сталі 45 і сталей 40Х і 40ХН для валів діаметром до 320 мм на рис. 4.3 наведені графіки значень ϕ_{σ} і ϕ_{τ} .

Враховуючи, що моменти, які крутять та вигинають, та поперечні сили лінійно залежать від зусилля на повзуні, та після введення співвідношень

$$\frac{M_{\text{зг}}}{P_{\text{д}}} = I_{\text{з}}; \quad \frac{M_{\text{к}}}{P_{\text{д}}} = Z_{\text{к}} \quad \frac{Q}{P_{\text{д}}} = I_{\text{Q}}; \quad (4.56)$$

з урахуванням значення напружень по (4.41), (4.42) і (4.43), рівняння запасу міцності (4.53) можна представити як:

$$n = \frac{0,1d^3\sigma_{-1\text{з}}}{P_{\text{д}}\sqrt{\phi_{\sigma}I_{\text{з}}^2 + \phi_{\tau}(0,5Z_{\text{к}} + 0,17I_{\text{Q}}d)^2}}. \quad (4.57)$$

Прийнявши в (4.56) мінімальне значення допустимого зусилля на повзуні преса по міцності головного вала, отримаємо [2]:

$$P_{\text{д}} = \frac{0,1d^3 \cdot \sigma_{-1\text{и}}}{n \cdot K_{\text{з}} \sqrt{I_{\text{и}}^2 \Phi_{\sigma} + \Phi_{\tau} (0,5Z_{\text{к}} + 0,17d I_{\text{Q}})^2}}, \quad (4.58)$$

де $n = 1,6 \dots 2$; $K_{\text{з}} = 1$ – для автоматичного режиму;

$n = 1,4 \dots 1,6$; $K_{\text{з}} = 0,8$ – для ручного режиму.

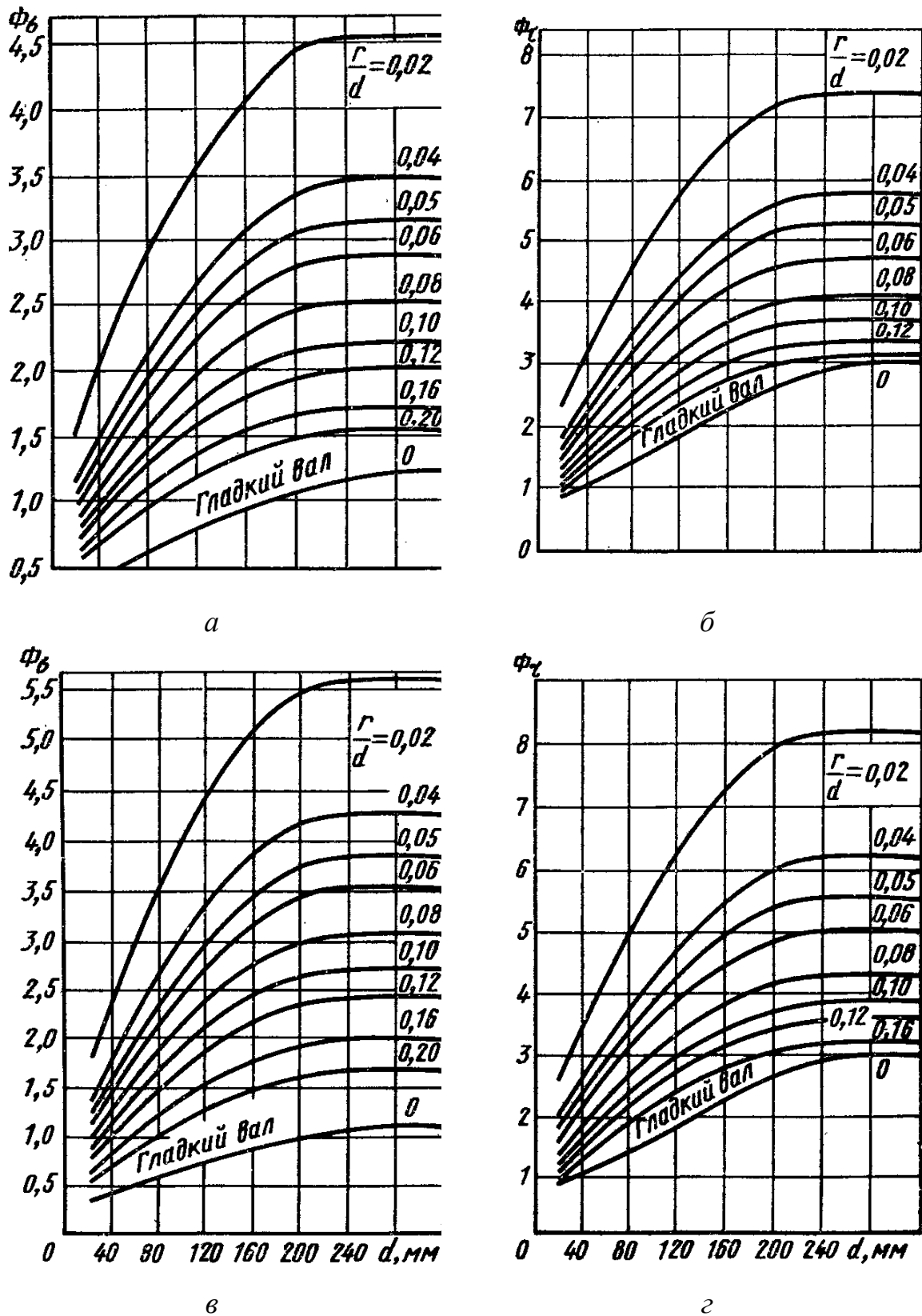


Рис. 4.3. Значення ϕ_σ та ϕ_τ : а, б – для сталі 45; в, г – для сталі 40Х та 40ХН

Розглянемо можливість використання загальної формули для розрахунку максимально допустимого зусилля на повзуні преса по міцності головного

вала в небезпечному перетині. В якості прикладу візьмемо колінчастий вал двостійкового преса (див. рис. 4.2, а) в небезпечному перетині, який проходить по діаметру опорної шийки вала вздовж щоки.

$$\text{При цьому } d_{oI} = d_{oII}; P_{oI} = P_{oII} = \frac{P_d}{2}.$$

Знайдемо коефіцієнти $I_{z\pi}$, I_Q , Z_K та підставимо їх в формулу (4.58)

$$M_{z\pi} = \frac{P_d}{2} \cdot \frac{\ell_o}{8}; I_{z\pi} = \frac{1}{16} \ell_o^3;$$

$$M_K = P_d \cdot m_k; Z_K = m_k;$$

$$m_k = m_k^\alpha + f((1 + \lambda) \cdot r_A + \lambda r_B + r_o);$$

$$Q = \frac{P_d}{2}; I_Q = \frac{1}{2}.$$

Тоді формула (4.58) матиме вигляд:

$$P_d = \frac{\sigma_{-1} 0,1 d_o^3}{n \cdot K_\sigma \sqrt{0,004 \Phi_\sigma \ell_o^2 + \Phi_\tau (0,5 m_k + 0,085 d_o)^2}}. \quad (4.59)$$

4.7. Графічне порівняння номінального зусилля кривошипних пресів та зусиль на повзуні за міцністю основних деталей машини

Основні деталі ковальсько-штампувальних машин можна розділити на дві групи:

1) деталі, гранична несуча здатність яких практично не залежить від положення головного виконавчого механізму машини (повзун, станина і ін.).

2) деталі, гранична несуча здатність яких залежить від положення головного виконавчого механізму машини (кута повороту провідного кривошипа). Це – головні вали (незалежно від їх конструктивного виконання) і зубчаті передачі останнього ступеня (тихохідні зубчаті передачі).

Головний вал при куті повороту кривошипа $\alpha = 0^\circ$ отримує лише напруження від вигину, викликаного силою, яка прикладена до повзуна. Із збільшенням кута до напруження від вигину додається напруження від кручення. Максимальні напруження в перетинах головного вала будуть при куті повороту $\alpha = 90^\circ$. Проте, максимальні навантаження, що діють на повзун

при виконанні технологічної операції, виникають при кутах повороту ведучого кривошипа значно менших 90° . Тому розраховувати головний вал по сумарним максимальним напруженням вигину і кручення недоцільно. Це приводить до значних і невиправданих збільшень його маси і габаритів.

Існуючі методики проектування кривошипних машин передбачають визначення основних розмірів головних валів за дослідно-статистичними даними, з подальшим розрахунком зусиль, що допускаються, на повзуні машини $P_{дв}$, виходячи з міцності вала під дією моментів, що вигинають і крутять, та поперечної сили. Розрахунки проводять залежно від кута повороту ведучого кривошипа α або ходу повзуна S .

Отримана залежність $P_{дв}$ від S або α повинна забезпечити необхідний номінальний недохід $S_{нн}$ або номінальний кут $\alpha_{н}$, які встановлені для даного типу обладнання.

Якщо в головному приводі машини є зубчаті передачі, то за аналогічною методикою розраховуються параметри останньої тихохідної пари. За дослідно-статистичними даними вибирають конструктивні розміри і матеріали зубчатого колеса. Проводять перевірочні розрахунки, виходячи з допустимої пластичної деформації зубів, втомної міцності зубів коліс на вигин і межі витривалості поверхні зубів (для закритих зубчатих передач). Вибирають найменше значення обертового моменту M_k , який отриманий з розрахунків в результаті перевірок, і визначають зусилля по повзуну що допускається міцністю тихохідної передачі, за формулою

$$P_{дз} = \frac{M_k}{m_k},$$

де m_k – приведенне плече сили.

Оскільки P_d залежить від кута повороту кривошипа α , то і зусилля по повзуну $P_{дз}$ також залежатиме від положення головного виконуючого механізму. Отримана залежність $P_{дз}$ від α також повинна забезпечити необхідний номінальний кут $\alpha_{н}$. Залежності $P_{дв}$ і $P_{дз}$ від α суміщають і отримують графік зусиль P_d , що допускаються, від α , далі перераховують його для залежності P_d від S і вносять до паспорта машини.

Розрахунок допустимого зусилля залежно від міцності головного вала. В кривошипних ковальсько-штампувальних машинах найчастіше використовують в якості головного вала кривошипні, колінчасті,

ексцентрикові вали і шестеренне-ексцентриковий привод. Основні розміри головних валів визначають за даними, наведеними в табл. 4.1, а конструктивне оформлення їх показано на рис. 4.2.

Для головних валів кривошипно-колінних машин діаметр опорних шийок (d_o) слід знаходити, виходячи із зусилля, що діє на шатун у момент номінального недоходу повзуна, вказаного в стандарті на преси для холодного видавлювання. Орієнтовно d_o може бути знайдений з залежності

$$d_o = 17\sqrt{0,1P_H} . \quad (4.60)$$

Отримані розміри необхідно округляти до найближчих з ряду переважних чисел і вибрати матеріал вала. Для універсальних кривошипних пресів застосовують нормалізовану сталь 45. Для важконавантажених валів використовують леговану сталь 40ХН.

Потім проводиться перевірочний розрахунок вибраних параметрів головного вала, наприклад, за галузевою нормаллю ЦБКМ «Типовий розрахунок головних валів». За цією нормаллю головний вал розглядається як балка на пружних опорах з урахуванням концентрації напружень, чистоти обробки поверхонь вала, абсолютних розмірів, умов роботи в підшипниках, напружень, що допускаються, умов роботи і циклічного характеру навантаження. Всі рівняння вирішуються відносно зусилля P_d , що допускається на повзуні машини, та в кожне рівняння входить відносне плече сили m_k .

Перевірка вала для розрахункових схем, що найчастіше зустрічаються, проводиться за формулами, наведеними нижче [7].

Всі наведені формули розраховуються із загальної формули, що має вигляд:

$$P_d = \frac{0,1d_o^3 \cdot \sigma_{-II}}{n \cdot K_{\sigma} \sqrt{I_{II}^2 \Phi_{\sigma} + \Phi_{\tau} (0,5m_k + 0,17d_o I_{\rho})^2}} .$$

Залежно від типу головного вала і його приводу, кожній розрахунковій схемі відповідає конкретна формула.

У швидкохідних відкритих пресах і автоматах з регульованим ходом використовується односторонній одноступінчатий привод з ексцентриковим валом, наведений на рис. 4.4.

Небезпечним є перетин $B-B$, проте при великій масі муфти-гальма небезпечним може опинитися перетин $A-A$.

Розрахунок небезпечних перетинів за рис. 4.4. має бути виконаний за такими залежностями:

перетин $B-B$:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3 \cdot \sigma_{-II}}{n \cdot K_{\Theta} \sqrt{\Phi_{\sigma}^B \cdot 0,04 L_0^2 + \Phi_{\tau}^B 0,25 m_K^2}}; \quad (4.61)$$

при $S > d_0$

$$P_D = \frac{0,2d_0^3 \cdot \sigma_{-II}}{n \cdot K_{\Theta} \sqrt{\Phi_{\tau}^B (m_K + 0,17d_0)^2}}; \quad (4.62)$$

перетин $A-A$:

$$P_D = \frac{0,2d_1^3 \cdot \sigma_{-II}}{n \cdot K_{\Theta} \sqrt{4c^2 L_1^2 \Phi_{\sigma}^A + \Phi_{\tau}^A m_K^2}}, \quad (4.63)$$

де $C = \frac{G_M}{P_H}$, ($C = 0,015 \dots 0,020$).

Розрахунок небезпечних перетинів за рис. 4.5 має бути виконаний за такими залежностями:

перетин $B-B$:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3 \cdot \sigma_{-II}}{n \cdot K_{\Theta} \sqrt{I_{II}^2 \Phi_{\sigma}^B + \Phi_{\tau}^B (0,5m_K + 0,085d_0)^2}}; \quad (4.64)$$

де $I_{II} = 0,17L_0 - (0,5L_1 + 0,7L_0) \frac{m_K \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_K \cdot \cos \alpha_{III}};$

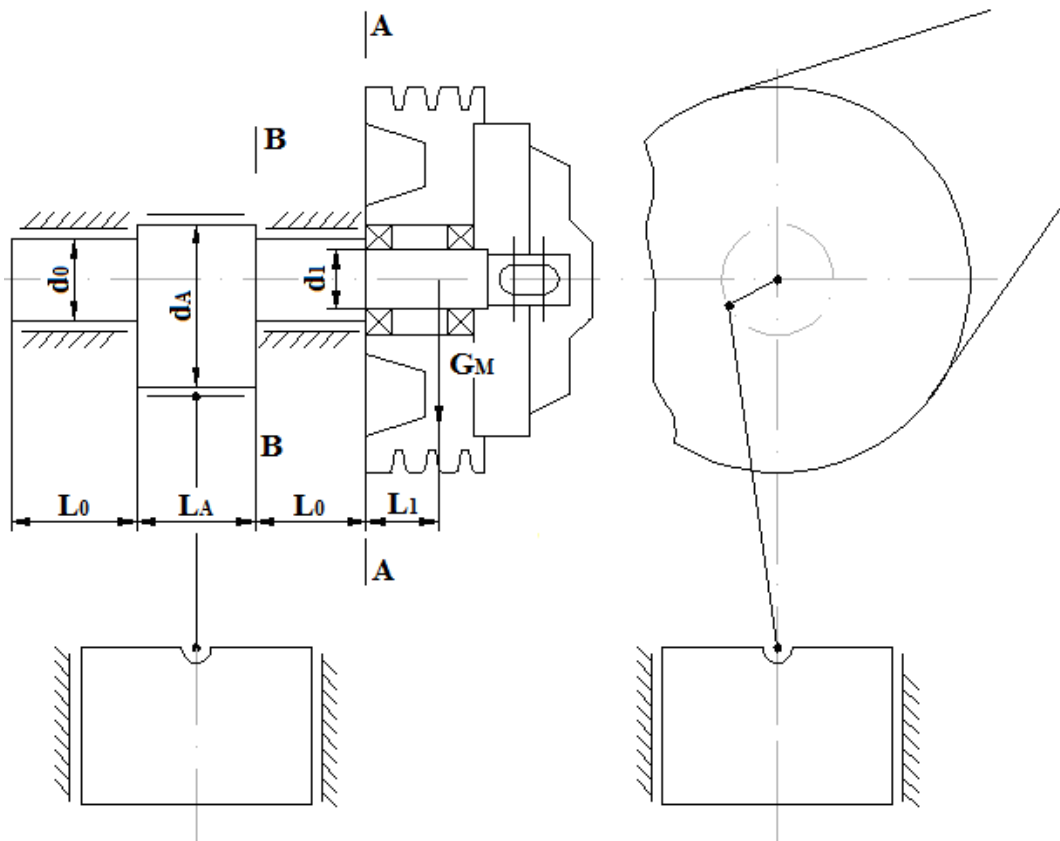


Рис. 4.4. Головний вал ексцентрикового типу з однобічним приводом

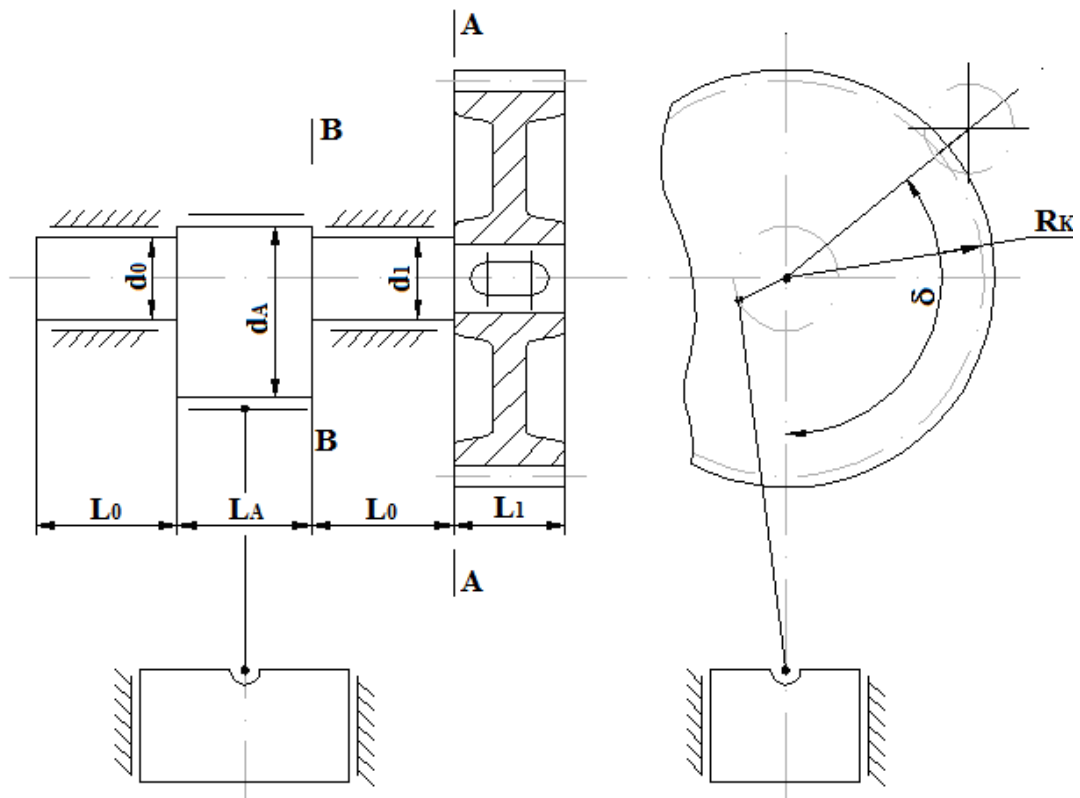


Рис. 4.5. Головний вал ексцентрикового типу з однобічним зубчастим приводом

перетин $A-A$:

$$P_d = \frac{0,2d_1^3 \cdot \sigma_{-1И}}{n \cdot K_{\vartheta} m_K \sqrt{\left(\frac{0,5L_1}{R_K \cos \alpha_{III}}\right)^2 0,25\Phi_{\sigma}^A + \Phi_{\tau}^A}}. \quad (4.65)$$

Розрахунок небезпечних перетинів за рис. 4.6 має бути виконаний за такими залежностями:

перетин $B-B$:

$$P_d = \frac{0,1d_0^3 \cdot \sigma_{-1И}}{n \cdot K_{\vartheta} \sqrt{I_{II}^2 \Phi_{\sigma}^B + \Phi_{\tau}^B (0,5m_K + 0,17d_0)^2}}, \quad (4.66)$$

$$\text{де } I_{II} = 0,17L_0 - (0,25L_1 + 0,33L_0) \frac{m_K \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_K \cdot \cos \alpha_{III}};$$

перетин $A-A$:

$$P_d = \frac{0,4d_1^3 \cdot \sigma_{-1И}}{n \cdot K_{\vartheta} m_K \sqrt{\left(\frac{0,5L_1}{R_K \cos \alpha_{III}}\right)^2 \Phi_{\sigma}^A + \Phi_{\tau}^A}}. \quad (4.67)$$

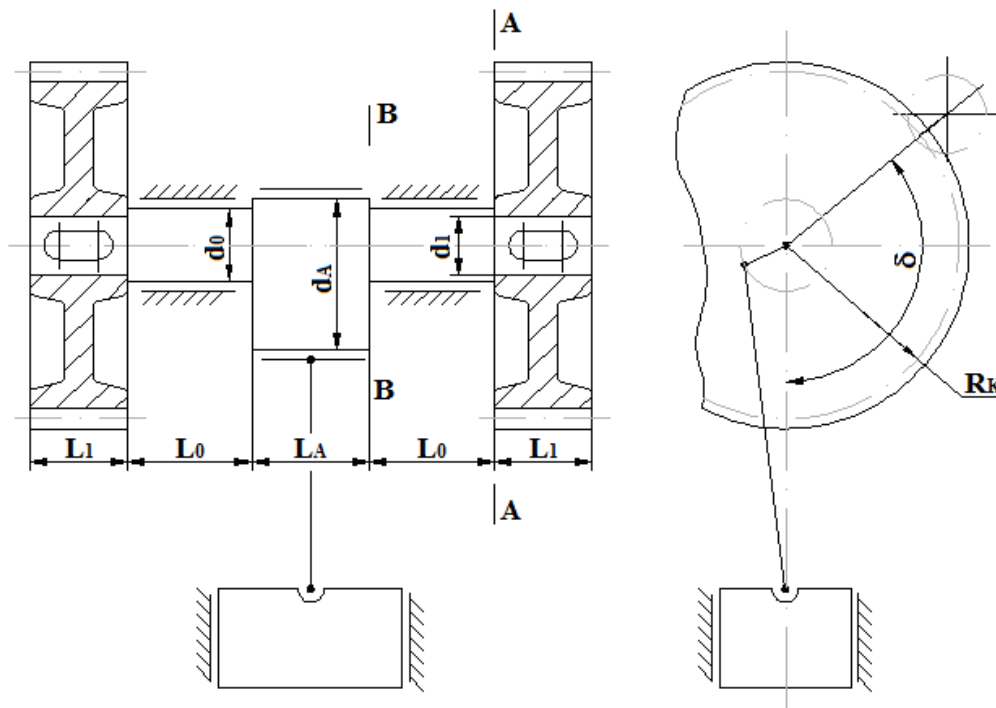


Рис. 4.6. Головний вал ексцентрикового типу з двобічним зубчастим приводом

Розрахунок небезпечних перетинів за рис. 4.7 має бути виконаний за такими залежностями:

перетин *B-B*:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3 \cdot \sigma_{-1H}}{n \cdot K_{\varnothing} \sqrt{I_H^2 \Phi_{\sigma}^B + \Phi_{\tau}^B (0,5m_K + 0,085d_0)^2}}, \quad (4.68)$$

$$\text{де } I_H = 0,17L_0 - (L_1 + 0,7L_0) \frac{m_K \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_K \cdot \cos \alpha_{III}};$$

перетин *A-A*:

$$P_D = \frac{0,2d_1^3 \cdot \sigma_{-1H}}{n \cdot K_{\varnothing} \sqrt{4c^2 L_1^2 \Phi_{\sigma}^A + \Phi_{\tau}^A m_K^2}}, \quad (4.69)$$

$$\text{де } C = \frac{G_M}{P_H}, \quad (C = 0,008 \dots 0,012).$$

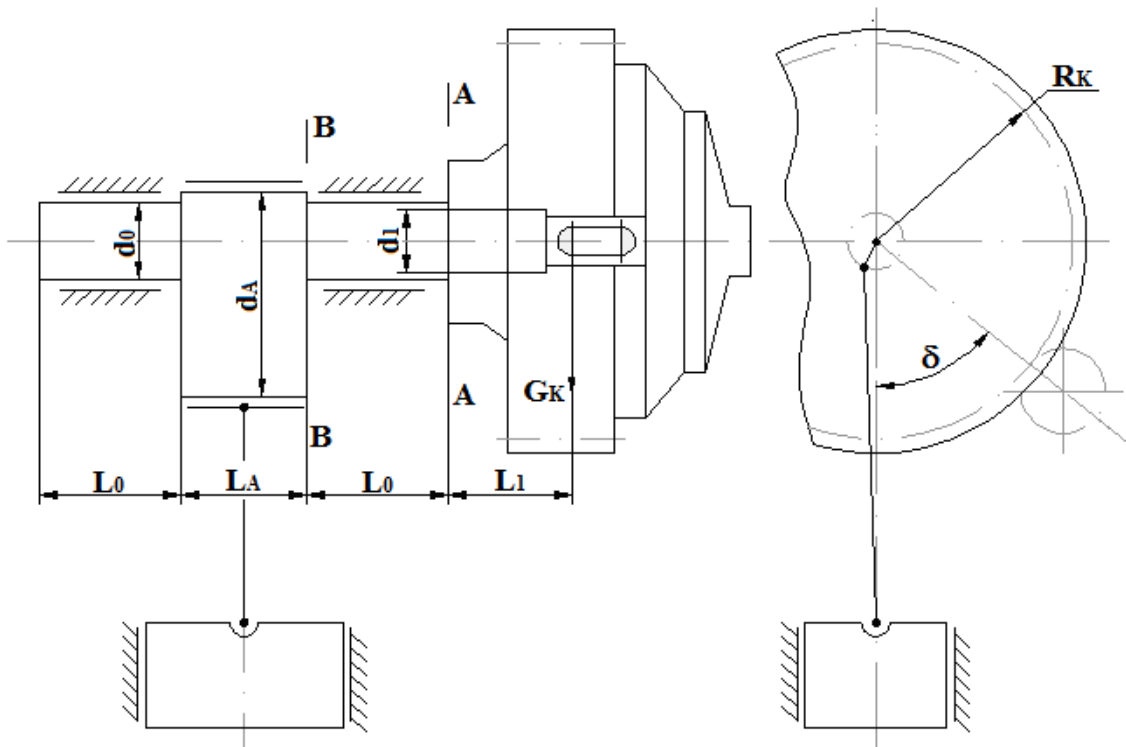


Рис. 4.7. Головний вал ексцентрикового типу з однобічним зубчастим приводом та муфтою

Розрахунок небезпечних перетинів за рис. 4.8 має бути виконаний за такими залежностями:

перетин В-В:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3 \cdot \sigma_{-1H}}{n \cdot K_\sigma \sqrt{I_H^2 \Phi_\sigma^B + \Phi_\tau^B 0,25m_K^2}}, \quad (4.70)$$

$$\text{де } I_H = 0,062L_0 - (0,5L_1 + 0,88L_0) \frac{m_K \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_K \cdot \cos \alpha_{III}};$$

перетин Е-Е:

$$P_D = \frac{0,1d_A^3 \cdot \sigma_{-1H}}{n \cdot K_\sigma \sqrt{I_H^2 \Phi_\sigma^E + \Phi_\tau^E \cdot 0,25(m_K - 0,5R \sin \alpha)^2}}, \quad (4.71)$$

$$\text{де } I_H = 0,062L_0 + 0,25(L_K - L_A) - (0,25L_1 + 0,44L_0) \left(1 + \frac{L_A}{L_K + 0,25L_0} \right) \frac{m_K \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_K \cdot \cos \alpha_{III}}.$$

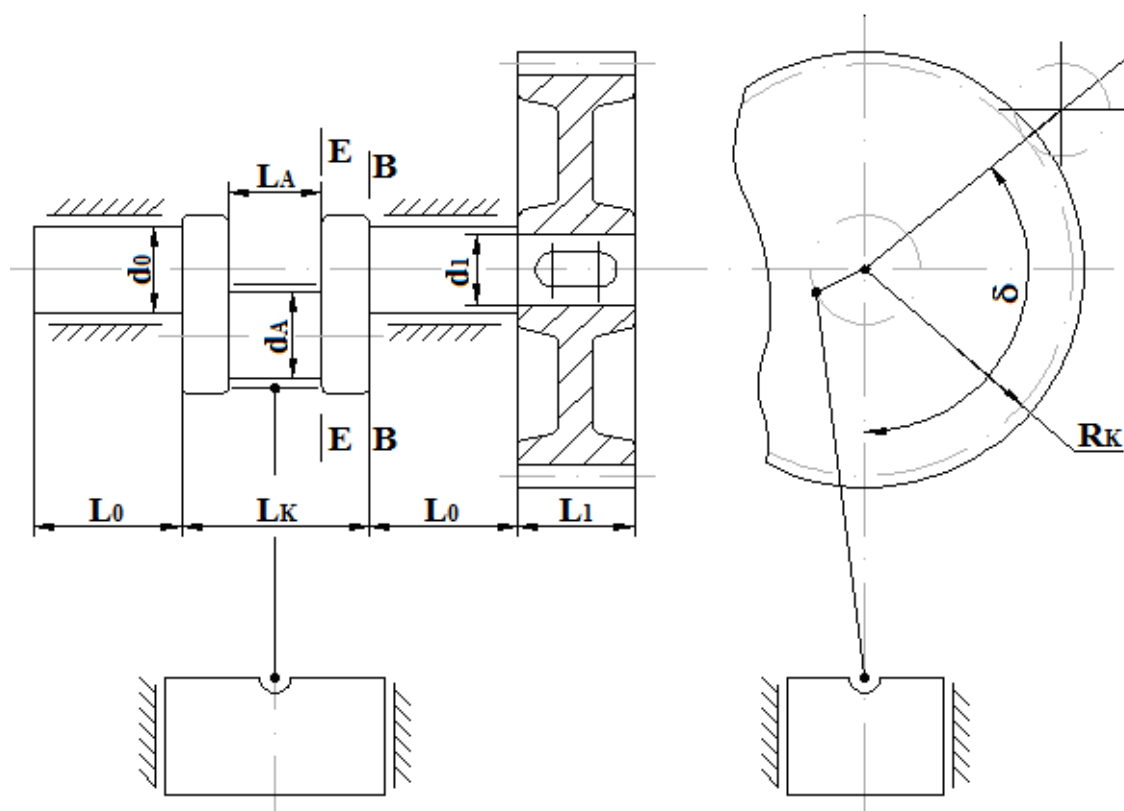


Рис. 4.8. Одноколінчастий вал з однобічним зубчастим приводом

Розрахунок небезпечних перетинів за рис.4.9 має бути виконаний за такими залежностями:

перетин В-В:

$$P_{\text{Д}} = \frac{0,1d_0^3 \cdot \sigma_{-1\text{И}}}{n \cdot K_{\text{э}} \sqrt{I_{\text{И}}^2 \Phi_{\sigma}^B + \Phi_{\tau}^B 0,062m_{\text{К}}^2}}, \quad (4.72)$$

$$\text{де } I_{\text{И}} = 0,062L_0 - (0,25L_1 + 0,44L_0) \frac{m_{\text{К}} \sin(\delta + \alpha_{\text{III}})}{R_{\text{К}} \cdot \cos \alpha_{\text{III}}};$$

перетин Е-Е:

$$P_{\text{Д}} = \frac{0,1d_A^3 \cdot \sigma_{-1\text{И}}}{n \cdot K_{\text{э}} I_{\text{И}} \sqrt{\Phi_{\sigma}^E}}, \quad (4.73)$$

$$\text{де } I_{\text{И}} = 0,062L_0 + 0,25(L_{\text{К}} - L_A) - (0,25L_1 + 0,44L_0) \frac{m_{\text{К}} \sin(\delta + \alpha_{\text{III}})}{R_{\text{К}} \cdot \cos \alpha_{\text{III}}}.$$

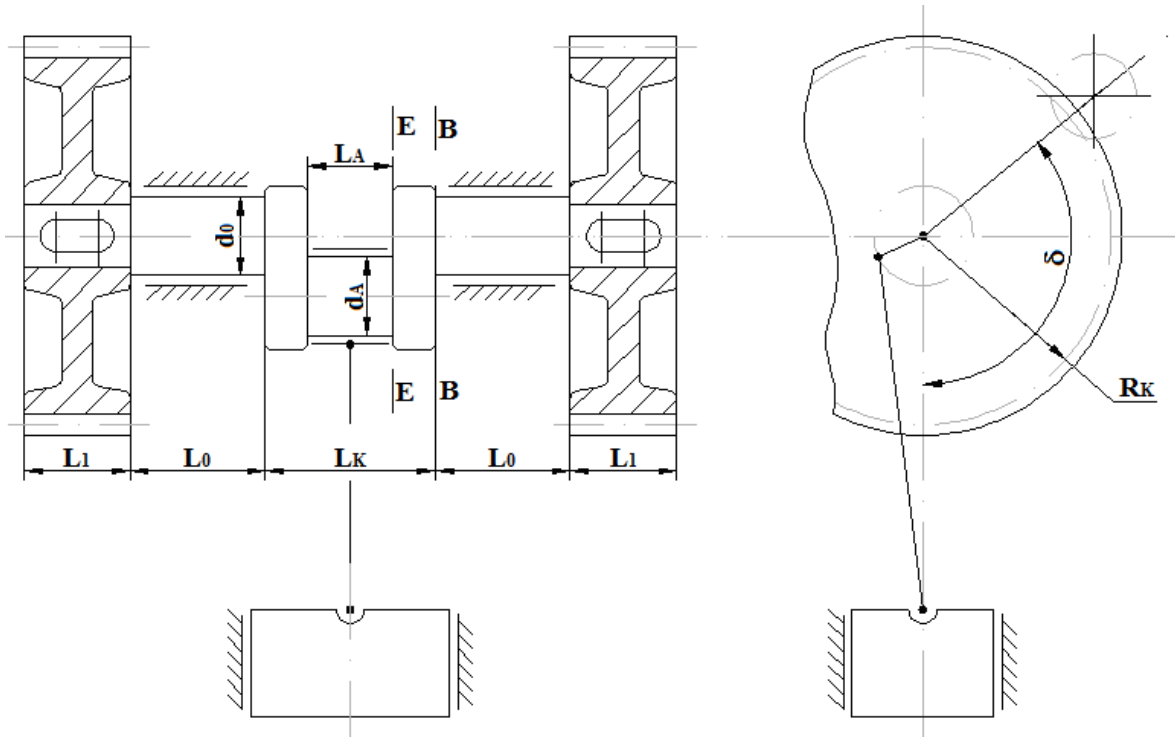


Рис. 4.9. Одноколінчастий вал з двобічним зубчастим приводом

Розрахунок небезпечних перетинів за рис. 4.10 має бути виконаний за такими залежностями:

перетин В-В:

$$P_{\text{Д}} = \frac{0,1d_0^3 \cdot \sigma_{-1\text{И}}}{n \cdot K_{\text{э}} \sqrt{I_{\text{И}}^2 \Phi_{\sigma}^B + \Phi_{\tau}^B 0,25m_{\text{К}}^2}}, \quad (4.74)$$

$$\text{де } I_{\text{И}} = 0,062L_0 - (0,5L_1 + 0,88L_0) \frac{m_{\text{К}} \sin(\delta + \alpha_{\text{III}})}{R_{\text{К}} \cdot \cos \alpha_{\text{III}}};$$

перетин E-E:

$$P_d = \frac{0,1d_A^3 \cdot \sigma_{-II}}{n \cdot K_{\vartheta} \sqrt{I_{II}^2 \Phi_{\sigma}^E + \Phi_{\tau}^E \cdot 0,062m_K^2}}, \quad (4.75)$$

$$\text{де } I_{II} = 0,062L_0 + 0,5b - (0,5L_1 + 0,88L_0) \frac{m_K \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_K \cdot \cos \alpha_{III}}.$$

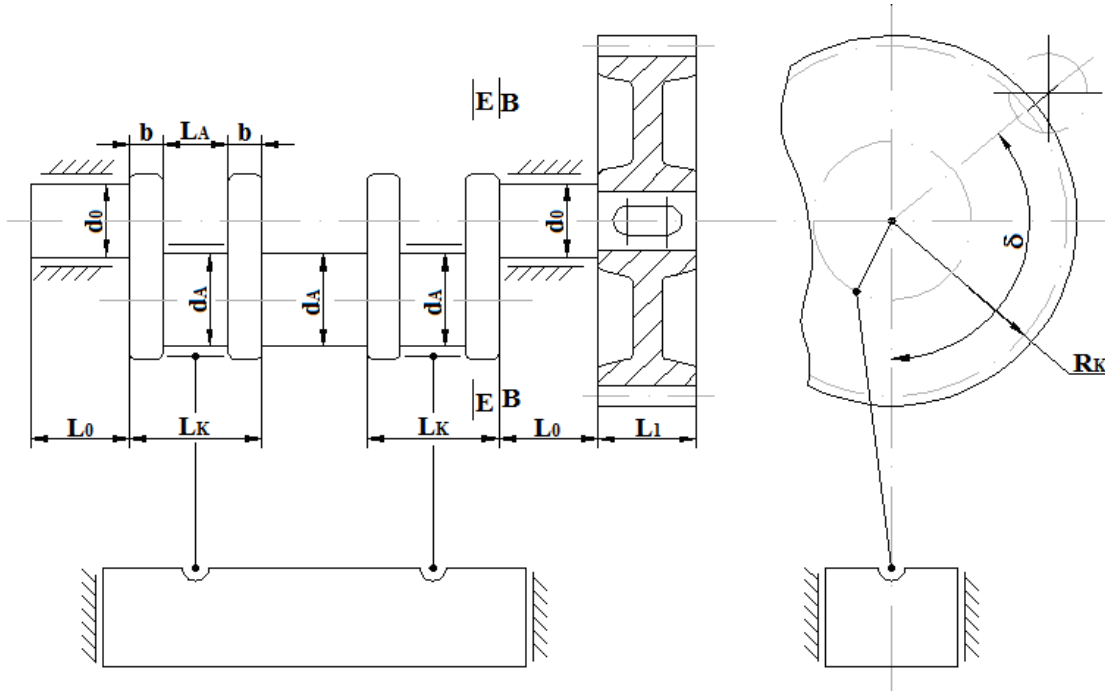


Рис. 4.10. Двоколінчастий вал на двох опорах з однобічним приводом

Розрахунок небезпечних перетинів за рис. 4.11 має бути виконаний за такими залежностями:

перетин B-B:

$$P_d = \frac{0,1d_0^3 \cdot \sigma_{-II}}{n \cdot K_{\vartheta} \sqrt{I_{II}^2 \Phi_{\sigma}^B + \Phi_{\tau}^B \cdot 0,062m_K^2}}, \quad (4.76)$$

$$\text{де } I_{II} = 0,062L_0 - (0,25L_1 + 0,44L_0) \frac{m_K \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_K \cdot \cos \alpha_{III}};$$

перетин E-E:

$$P_d = \frac{0,1d_A^3 \cdot \sigma_{-II}}{n \cdot K_{\vartheta} I_{II} \sqrt{\Phi_{\sigma}^E}}, \quad (4.77)$$

$$\text{де } I_{II} = 0,062L_0 + 0,5b - (0,25L_1 + 0,44L_0) \frac{m_K \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_K \cdot \cos \alpha_{III}}.$$

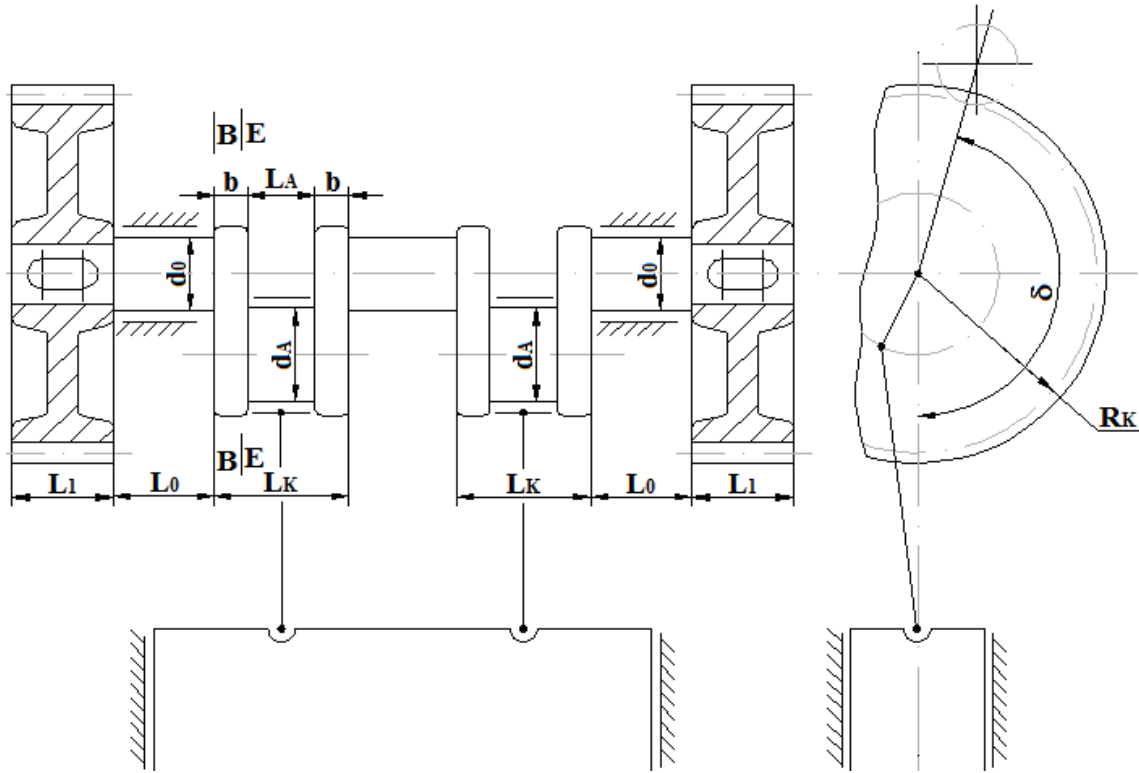


Рис. 4.11. Двоколінчастий вал на двох опорах з двохбічним приводом

Розрахунок небезпечних перетинів за рис. 4.12 має бути виконаний за такими залежностями:

перетин *B-B*:

$$P_{\text{д}} = \frac{0,1d_0^3 \cdot \sigma_{-1\text{и}}}{n \cdot K_{\text{э}} I_{\text{и}} \sqrt{\Phi_{\sigma}^B}}, \quad (4.78)$$

$$\text{де } I_{\text{и}} = 0,062L_0 \left(1 + \frac{m_{\text{к}} \sin(\delta + \alpha_{\text{ш}})}{R_{\text{к}} \cos \beta_{\text{ш}}} \right);$$

перетин *E-E*:

$$P_{\text{д}} = \frac{0,2d_0^3 \cdot \sigma_{-1\text{и}}}{n \cdot K_{\text{э}} I_{\text{и}} \sqrt{\Phi_{\tau}^E}}, \quad (4.79)$$

$$\text{де } I_{\text{и}} = \left(\frac{L_0}{16} + \frac{L_{\text{ш}}}{2} \right) \cdot \left(1 + \frac{m_{\text{к}} \sin(\delta + \alpha_{\text{ш}})}{R_{\text{к}} \cos \beta_{\text{ш}}} \right).$$

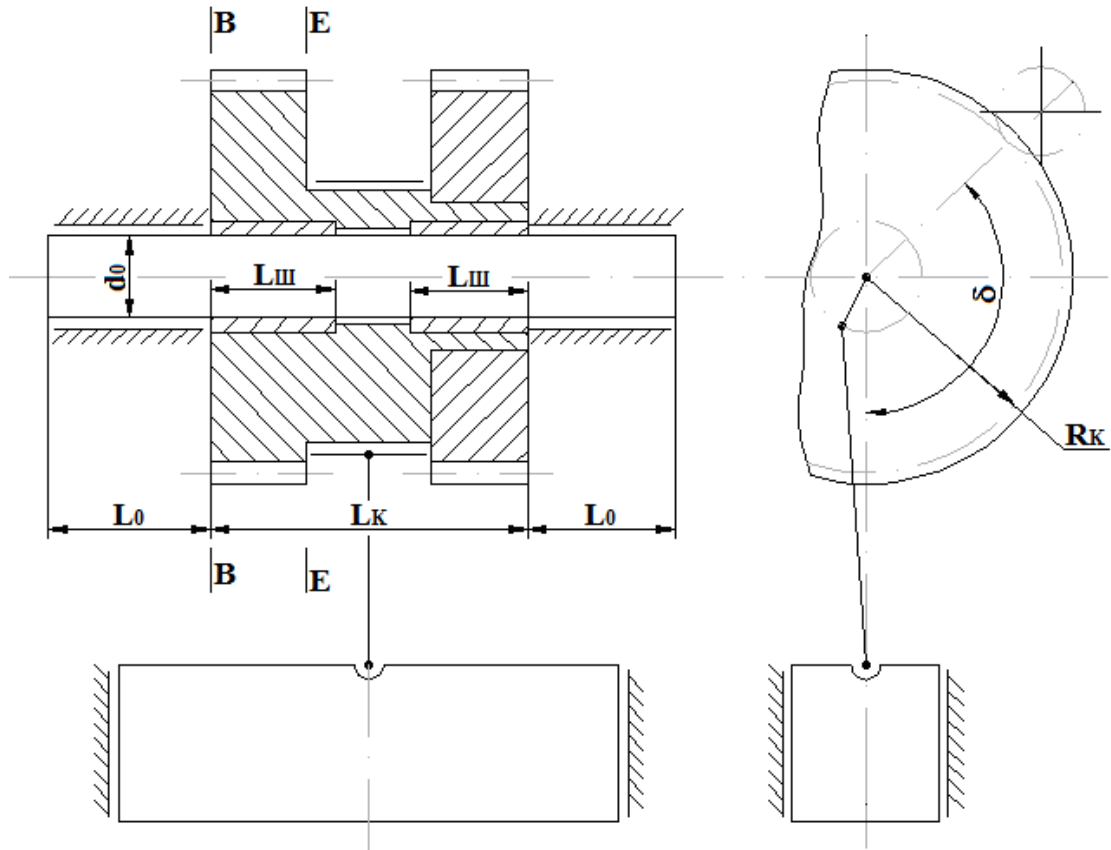


Рис. 4.12. Шестеренне-ексцентриковий блок з двохбічним приводом

Розрахунок небезпечних перетинів за рис. 4.13 має бути виконаний за такими залежностями:

перетин В-В

$$P_d = \frac{0,1d_0^3 \cdot \sigma_{-1И}}{n \cdot K_{\varnothing} I_{И} \sqrt{\Phi_{\sigma}^B}}, \quad (4.80)$$

$$\text{де } I_{И} = 0,062L_0 \left(1 + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \beta_{ш}} \right);$$

перетин Е-Е:

$$P_d = \frac{0,1d_A^3 \cdot \sigma_{-1И}}{n \cdot K_{\varnothing} I_{И} \sqrt{\Phi_{\sigma}^E}}, \quad (4.81)$$

$$\text{де } I_{И} = 0,062L_0 + 0,25(L_k - L_A) - (0,062L_0 + 0,25L_1) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cdot \cos \alpha_{ш}}.$$

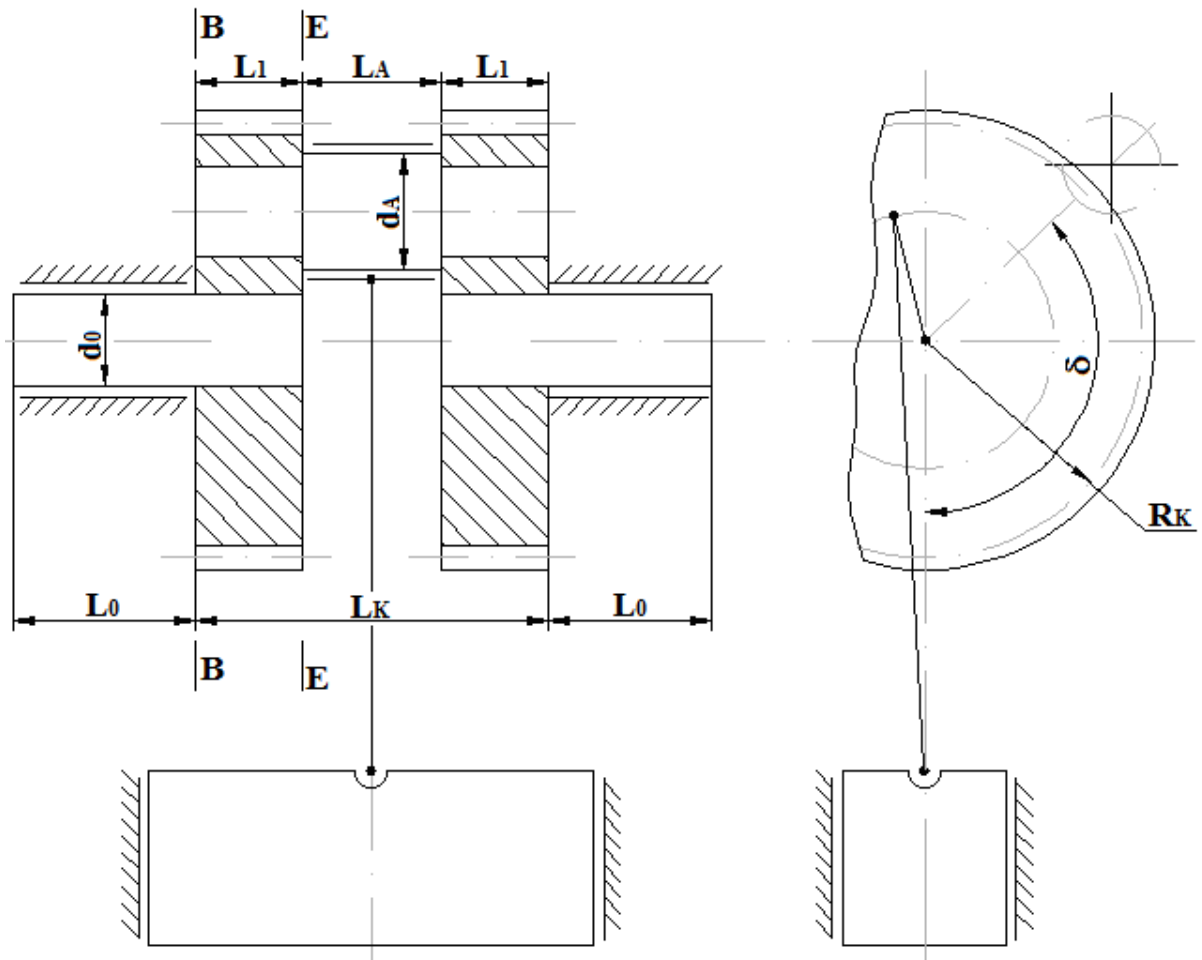


Рис. 4.13. Шестеренне-ексцентриковий блок з шатунним пальцем (преси для витягування)

При багатоступеневому приводі використовують розрахункові схеми, які наведені на рис. 4.5 і рис. 4.6. При розрахунку КГШП використовують схему, наведену на рис. 4.7. У однокривошипних витяжних пресах та, ГKM використовують колінчастий вал, в цьому випадку розрахунок проводять за схемою, наведеною на рис. 4.8 або рис. 4.9. Для двокривошипних машин з двоколінчастим валом використовують схему, наведену на рис. 4.10 або 4.11.

При використанні в машині шестеренне-ексцентрикового приводу розрахунок проводять за схемою, наведеною на рис. 4.12 або рис. 4.13.

У наведених формулах для різних розрахункових схем, використані такі позначення:

d_A, d_0, d_1 – діаметри шийок головного вала;

L_A, L_0, L_1, L_K – довжини шийок вала;

a, b – ширина і товщина щік колінчастого вала;

B – ширина зубчатого колеса;

R_k – радіус початкового кола зубчатого зачеплення;

$\alpha_{ш}$ – кут зачеплення зубчатої передачі;

β – кут нахилу зубів колеса;

m – модуль зубчатого зачеплення;

c, k, n, Φ – коефіцієнти;

$\sigma_{-1H} = 280$ МПа (стал 45), $\sigma_{-1H} = 400$ МПа (стал 40ХН);

$n = 1,3$ для універсальних машин, $n = 1,7$ та $n = 2,0$ для пресів-автоматів;

$K_e = 0,8$ для універсальних машин, $K_e = 1,0$ для пресів-автоматів;

ϕ_σ і ϕ_τ – слід вибирати з графіків, які наведені на рис. 4.3, прийнявши радіуси, що рекомендуються із співвідношень, $\frac{r}{d_0} \geq 0,07$ та $\frac{r}{d_A} \geq 0,08$.

Розрахунок допустимого зусилля за міцністю зубчатої передачі. За наявності в машині зубчатих передач проектування і розрахунок тихохідної пари здійснюються в порядку, аналогічному проектуванню і розрахунку головних валів. Заздалегідь розміри тихохідної зубчатої пари визначаються за дослідно-статистичними даними, які наведені в табл. 4.2 і табл. 4.3.

Вибрані розміри підлягають перевірконому розрахунку.

Таблиця 4.2 – Параметри зубчатих передач ковальсько-пресових машин

Параметр	Односторонній привод			Двосторонній привод
	Преси	КГШП	ГКМ	
Модуль, m	$(0,09 \dots 0,1) d_0$	$(0,06 \dots 0,08) d_0$	$(0,06 \dots 0,09) d_0$	$(0,08 \dots 0,05) d_0$
Матеріал колеса	45Л, 30ГЛ	35ХН-Л	35ХН-Л	45Л, 30ГЛ
Матеріал шестерні	45У	40Х, 40ХН	40Х, 40ХН	45У
Ширина зуба, «в»	$(10-13) m$	$(12-14) m$	$(8-12) m$	$(9-14) m$
Передавальне відношення	6-8	3,8-4,5	3,5-6	5-8
Число зубів колеса	90...115	70...100	60...80	70...120

Першою перевіркою є визначення моменту, що крутить, виходячи з допустимої пластичної деформації зубів. Ця перевірка здійснюється для всіх типів зубчатих передач, вона проводиться за таким рівнянням:

$$M_{Kn} = \left(\frac{[\sigma_k]_{\max}}{C \cdot C_1 \cdot \cos \beta} \right)^2 \cdot \frac{z^2 \cdot m^2 \cdot b}{K_n (i \pm 1)}, \quad (4.82)$$

де $[\sigma_k]_{\max}$ – допустиме нормальне контактне напруження, значення якого наведені в табл. 4.4;

C – коефіцієнт, що враховує модуль пружності матеріалів зубчатого колеса і шестерні: для сталевго колеса і сталевї шестерні $C = 214$, для чавунного колеса і чавунної шестерні $C = 140$, для чавунного колеса і сталевї шестерні $C = 167$;

C_1 – коефіцієнт, що враховує кут зачеплення і кут нахилу зуба « β ». Для прямозубих коліс можна прийняти $C_1 = 1$, для косозубих і шевронних коліс $C_1 = 0,96$. Кут нахилу зуба для косозубих коліс $\beta = 10 \dots 12^\circ$, при розташуванні двох коліс на одному валу $\beta = 20^\circ$ і для шевронних коліс $\beta = 30^\circ$;

Z – кількість зубів колеса, береться з кінематичної схеми машини і рекомендацій табл. 4.2;

m – модуль зубчатого зачеплення, визначається з рекомендацій табл. 4.2 з подальшим округленням;

b – ширина зуба, визначається з рекомендацій табл. 4.2 з подальшим округленням. Для одностороннього приводу в розрахункові формули підставляється значення ширини колеса, для двостороннього привода в розрахункові формули підставляється

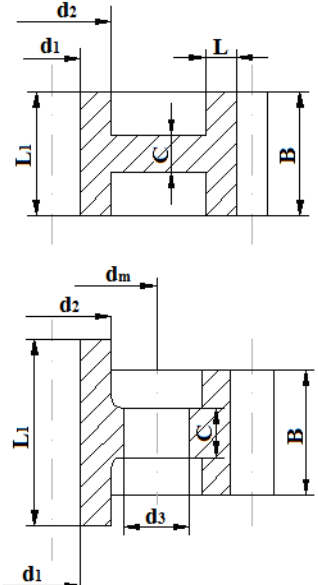
$$b = 1,5b_1,$$

де b_1 – ширина одного колеса. За наявності в машині чотирьох коліс тихохідної зубчатої передачі в розрахункові формули підставляється $b = 3b_1$. Цим враховують нерівномірний розподіл навантаження на колеса при передачі моменту, що крутить, через неточності виготовлення машини;

K_n – коефіцієнт навантаження при розрахунку пластичних деформацій поверхонь зубів, що допускаються, $K_n = 2,05$;

i – передавальне відношення (для зовнішнього зачеплення – $i+1$).

Таблиця 4.3 – Розміри циліндричних зубчастих коліс

		Чавунні	Стальні
	d_1	Див. табл. 4.2	
	d_2	$(1,8-2) d_1 + 10 \text{ мм}$	$(1,6-1,9) d_1 + 10 \text{ мм}$
	L_1	Див. табл. 4.1	
	b	Див. табл. 4.2	
	c	$2,5 m$	$2 m$
	L	$3 m$	
	d_m	$\frac{m(z-6)+d_2}{2}$	$\frac{m(z-5)+d_2}{2}$
	d_3	$\frac{d_m}{4}$	

Іншою перевіркою є визначення допустимого обертового моменту на колесі, виходячи з втомної міцності зубів колеса на вигин:

$$M_{\text{ки}} = \frac{Y_K \cdot m^2 \cdot z \cdot b [\sigma_{-1\text{и}}] K_\epsilon}{0,34 K_B (I + \varphi') \Phi_\sigma [n_{\text{и}}] \cos \beta}, \quad (4.83)$$

де Y_K – коефіцієнт форми зубів колеса (для відкритих передач $Y_K = 0,156 \dots 0,216$; для закритих – $Y_K = 0,143 \dots 0,197$);

$[\sigma_{-1\text{и}}]$ – межа втоми матеріалу колеса при вигині і симетричному циклі (див. табл. 4.4);

K_ϵ – коефіцієнт, що враховує ступінь перекриття (для прямозубих коліс $K_\epsilon = 1$; для косозубих і шевронних $K_\epsilon = 1,3$);

K_B – коефіцієнт навантаження при вигині ($K_B = 1,0 \dots 1,3$);

φ' – коефіцієнт, що враховує навантаження передачі моментом, зворотним по знаку робочому моменту, який передається муфтою (для машин з муфтою і гальмом, розташованими на головному валу $\varphi' = 0$; для машин з муфтою і гальмом, розташованими на приймальному валу $\varphi' = 0,25$);

Φ_σ – коефіцієнт, що враховує концентрацію напружень і масштабний чинник, значення якого визначається за залежністю:

$$\Phi_\sigma = \Phi_{\sigma 0} + \psi_\sigma.$$

Значення $\Phi_{\sigma 0}$ наведені в табл. 4.5, значення ψ_σ в табл. 4.4;

$[n_{\text{и}}]$ – коефіцієнт запасу міцності відносної межі втоми, як при вигині, так і при змінному навантаженні (для сталевих литих коліс до модуля $m \leq 18$ мм $[n_{\text{и}}] = 2,0$; для великих модулів $[n_{\text{и}}] = 2,2$; для сталевих кованих коліс $[n_{\text{и}}] = 1,8$ і $[n_{\text{и}}] = 2,0$, відповідно). Решта величин, що входять у формулу, знаходяться аналогічно першій перевірці.

Таблиця 4.4 – Механічні властивості і контактні напруження, що допускаються для матеріалів зубчастих коліс

Матеріал	$[\sigma_k]_{\text{max}}$, МПа	$[\sigma_{-1H}]$, МПа	$[\sigma_k]$, МПа	ψ_σ	σ_b , МПа
Чавун	1020	160	510	0,65	320
45Л	1340	250	640	0,1	550
30ГЛ	1680	300	800	0,1	620
35ХН-л	1260	320	600	0,2	500
40ХН	2000	360	1200	0,2	850

Таблиця 4.5 – Значення Φ_{σ_0} для зубів коліс, виготовлених методом обкатування

σ_b , МПа (таблиця 4.4)	Модуль, мм									
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
≥ 1000	2,0	2,45	2,3	2,5	2,7	2,8	2,95	3,05	3,15	3,2
800-1000	1,85	1,95	2,05	2,15	2,25	2,3	2,4	2,45	2,5	2,6
600-800	1,8	1,9	1,95	2,1	2,15	2,25	2,3	2,35	2,4	2,5
< 600	1,7	1,8	1,9	2,0	2,0	2,15	2,2	2,3	2,35	2,4
Чавун	1,85	2,1	2,25	2,4	2,5	2,6	-	-	-	-
Для зубів, виготовлених методом копіювання, значення коефіцієнтів слід збільшити на 20%										

Третя перевірка відноситься лише до закритих зубчастих передач. Виходячи з витривалості поверхні зубів, у цій перевірці визначається допустимий обертовий момент $M_{\text{кк}}$, який передається колесами. Формула перевірки аналогічна формулі першої перевірки:

$$M_{\text{кк}} = \left(\frac{[\sigma_k]}{C \cdot C_1 \cdot \cos \beta} \right)^2 \cdot \frac{z^2 \cdot m^2 \cdot b}{K_k (i \pm 1)}, \quad (4.84)$$

де $[\sigma_k]$ – допустима нормальна контактна напруга, приймається виходячи з втомної міцності поверхні зубів, яка береться з табл. 4.4;

K_k – коефіцієнт навантаження при розрахунку на втомну міцність поверхонь зубів, можна прийняти $K_k = 1,1 \dots 1,3$.

Решта величин, що входять у формулу, знаходяться аналогічно першій перевірці.

Побудова графіка зусиль, що допускаються на повзуні, за міцністю основних його деталей. Для побудови цього графіка по вісі абсцис відкладають кути повороту головного вала (зазвичай через 10°). Будують графік зусиль по повзуну, що допускається міцністю головного вала $P_{\text{дв}}$ (рис. 4.14). За формулами розділу 4 визначають обертові моменти, що допускаються, з наведених перевірок вибирають найменше значення обертового моменту $M_{\text{кmin}}$ і будують графік зусиль по повзуну, що допускаються міцністю зубчатої передачі зв формулою:

$$P_{\text{дз}} = \frac{M_{\text{кmin}}}{m_k}.$$

Потім, через значення зусилля, відповідного номінальному зусиллю машини, проводять горизонталь до перетину з кривою. Вертикаль, проведена через цю точку перетину, відсікає на вісі абсцис номінальний кут повороту $\alpha_{\text{н}}$. При перерахунку кута повороту в переміщення повзуна, останні набувають значення номінального недоходу повзуна машини. Якщо в стандарті на параметри і розміри проекрованої машини вказаний номінальний недохід повзуна $S_{\text{нн}}$, то розрахункове значення, отримане з графіка, має бути більше або дорівнювати значенню, наведеному в ГОСТ. Якщо в стандарті ця величина не обумовлена, то номінальний кут $\alpha_{\text{н}}$, отриманий з графіка, повинен відповідати рекомендаціям, наведеним в табл. 4.6.

Якщо номінальний кут $\alpha_{\text{н}}$ менше потрібного або перевищує його більш ніж на 20% слід провести коректування параметрів головного вала або зубчатої передачі. Слід змінити матеріал або розміри деталей до отримання прийнятних результатів.

Отриманий остаточно графік перебудовується в координати «зусилля-переміщення» і розміщується в паспорті кривошипної машини.

Таблиця 4.6 – Рекомендовані номінальні кути повороту α_H

Тип машини	α_H
Преси простої дії:	
– однокривошипні	30
– двокривошипні	30
– чотирьохкривошипні	20
– обрізні	25
– для витягування	20
Преси подвійної дії	20
Преси простої дії з шестеренне-ексцентриковим приводом	30
КГШП	3...5
ГКМ	5
Кривошипно-колінчасті преси	60

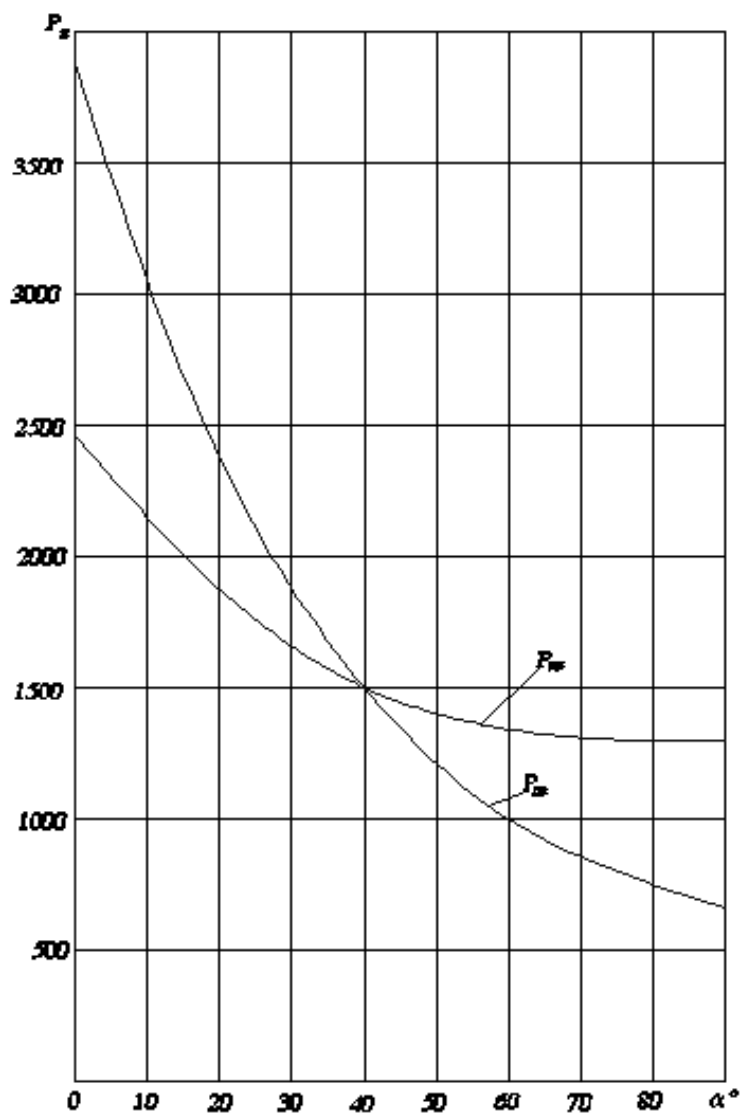


Рис. 4.14. Графік зусиль на повзуні, які допускаються міцністю деталей преса

Питання для самоконтролю

1. Як змінюється допустиме зусилля на повзуні преса зі збільшенням кута повороту кривошипа α ?
2. Як змінюється миттєвий ККД зі збільшенням діаметра шарніра А?
3. Яка умова відповідає заклиненому стану преса?
4. При куті $\alpha = 0$ допустиме зусилля на повзуні преса:
 - а – менше за номінальне;
 - б – дорівнює номінальному;
 - в – більше за номінальне.
3. Зі збільшенням кута α згинальний момент, що діє на шатун:
 - а – збільшується;
 - б – зменшується;
 - в – не змінюється.
4. Зі збільшенням діаметра шарніра А миттєвий ККД:
 - а – знижується;
 - б – підвищується;
 - в – не змінюється.

5. ЕНЕРГЕТИКА КРИВОШИПНОГО ПРЕСА

5.1. Енергетичні можливості кривошипних пресів

Зміна рівня кінетичної енергії в кривошипному пресі протягом повного технологічного циклу [2] наведена на рис. 5.1. При включеному електродвигуні та непрацюючій муфті енергія преса визначається запасом кінетичної енергії U_0 , яка накопичена масами, що обертаються (точка a на рис. 5.1). При включеній муфті в зв'язку з тертям між дисками та розгоном ведених частин приводу, початковий рівень кінетичної енергії падає до рівня U_b (точка b). Якщо привод розрахований правильно, то маси розганяються до номінальної частоти обертання $n_{\text{ном}}$ і рівень енергії відновлюється (ділянка cd).

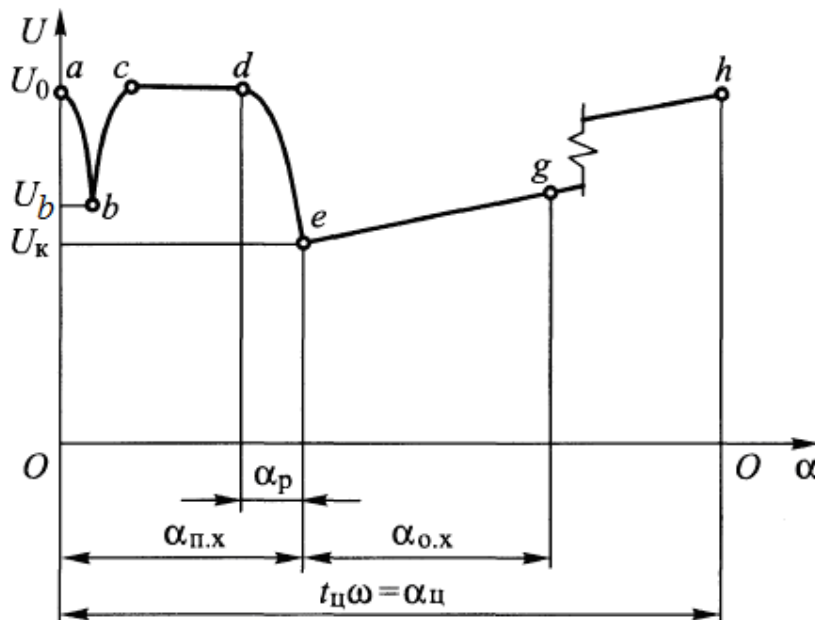


Рис. 5.1. Зміна кінетичної енергії в кривошипному пресі протягом одного технологічного циклу

За робочий хід (ділянка de) рівень кінетичної енергії падає до U_k . Витрачається тільки частина накопиченої кінетичної енергії приводу.

$$\Delta U_{\text{max}} = U_0 - U_k.$$

Причому із загальної кількості витраченої енергії за цей період на пластичне деформування витрачається частина енергії $\Delta U'$, інша частина $\Delta U'' = \Delta U_{\text{max}} - \Delta U'$ витрачається на тертя та пружне деформування преса.

При зворотному холостому ході після зняття навантаження рівень енергії відновлюється по прямій egh за результатом роботи електродвигуна.

При великих витратах енергії на пластичне деформування, а також за результатами інших витрат енергії, рівень енергії протягом зворотного холостого ходу може повністю не відновитися. Тому прийдеться працювати в режимі одиночних ходів, щоб розтягнути час холостого пробігу маховика при працюючих електродвигуні та муфті.

Для кривошипних пресів характерний малий час робочого ходу у порівнянні з часом технологічного циклу (часом між видачею двох заготовок). Час технологічного циклу знаходиться в межах:

$$T_{\text{тц}} = 5 \dots 100 T_{\text{рц}}. \quad (5.1)$$

Менші значення $T_{\text{тц}}$ – для пресів подвійної дії на операції витягування, більші – для універсальних пресів на операції вирубки.

Миттєва потужність преса є дуже великою:

$$N_{\text{рд}} = P_{\text{д}} V_{\text{д}}, \quad (5.2)$$

де $P_{\text{д}}$ – зусилля деформування,

$V_{\text{д}}$ – швидкість деформування.

Для отримання необхідної потужності приводу потрібно або знижати швидкість повзуна (наприклад, на гідропресі), або встановлювати акумулятор енергії, який накопичує енергію під час холостого ходу та віддає її під час робочого.

У кривошипних пресах акумулятором енергії є привод разом з маховиком. На долю маховика приходить 80–90% енергії. Під час робочого ходу частина накопиченої енергії витрачається на тертя та на корисну роботу.

Робота рухомих частин визначається за формулою:

$$A_{\text{м}} = J_{\text{пр}}(\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2)/2, \quad (5.3)$$

де $J_{\text{пр}}$ – приведений до вала маховика момент інерції привода з маховиком;

ω_{max} , ω_{min} – максимальна та мінімальна кутові швидкості.

Метою енергетичного розрахунку є визначення роботи, середньої потужності за цикл, вибір електродвигуна, розрахунок маховика.

Визначимо циклову роботу:

$$A_{\text{сум}} = A_{\text{д}} + A_{\text{f}} + A_{\text{y}} + A_{\text{fn}} + A_{\text{xx}} + A_{\text{J}}; \quad (5.4)$$

$$A_{\text{xx}} = A'_{\text{xx}} + A''_{\text{xx}} + A_{\text{mx}}, \quad (5.5)$$

де A_{xx} – витрати на холостому ходу;

A'_{xx} – витрати енергії на холостий хід вниз;

A''_{xx} – витрати енергії на холостий хід вверх;

A_{mx} – витрати в опорах маховика;

$A_{\text{д}}$ – робота пластичного деформування,

A_{f} – витрати на тертя за період робочого ходу;

A_{fn} – витрати на тертя в трансмісії;

A_{J} – витрати енергії при включенні муфти.

5.2. Витрати енергії в приводі кривошипного преса

Визначення роботи пластичного деформування. Для визначення роботи необхідно знати $P(S)$ – діаграми залежностей зусиль від переміщення. Їх можливо визначити експериментально або з аналітичних розрахунків, шляхом побудови розрахункових діаграм.

Вибір і побудова типового графіка $P(S)$ деформації проводиться залежно від технологічного призначення преса, що розраховується, форму і розміри графіка деформацій слід вибирати за рис. 5.2.

База деформації для всіх операцій, крім розділових, визначається як частина номінального ходу повзуна (рис. 5.2).

Базу деформації для розділових операцій рекомендується визначати по фактичному переміщенню повзуна в період робочого ходу, яке залежить від товщини листа.

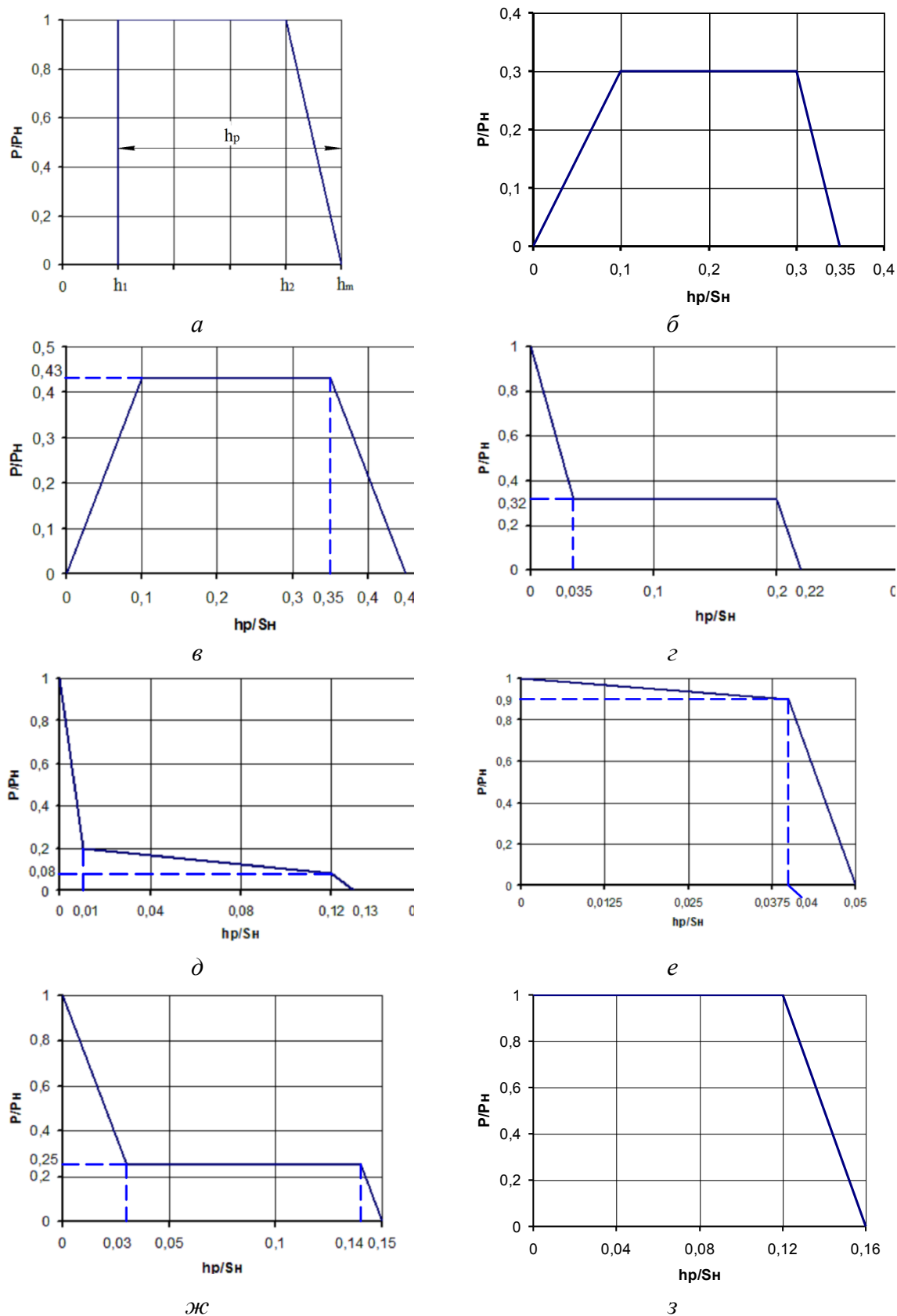


Рис. 5.2. Типові $P(S)$ – графіки деформації

Для схеми, наведеної на рис. 5.2, а, товщину листа h залежно від номінального зусилля преса рекомендується вибирати за табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Значення товщини металу, які рекомендуються при виконанні розділових операцій залежно від номінального зусилля преса P_n

Номінальне зусилля преса P_n , кН	63	160	315	630	1600	3150	6300	16000
Товщина листа h , мм	1,0	2,0	3,0	4,5	7,0	15,0	20,0	30,0

База деформації h_p для розділових операцій визначається за формулою:

$$h_p = kh, \quad (5.6)$$

де h – товщина листа;

k – коефіцієнт, який залежить від властивостей матеріалу та встановлює величину зминання металу до виникнення тріщини сколу (табл. 5.2).

Таблиця 5.2 – Значення коефіцієнта k

Тип розділової операції	Характеристика пластичних властивостей сталі		
	Пластична сталь (Ст.3, 08кп, Сталь 20)	Сталь середньої твердості (Сталь 30, Сталь 35, Сталь 40)	Тверда сталь (Сталь 50, Сталь 60)
Вирубання та пробивання в штампі	0,65	0,5	0,4
Відрізка на ножицях з паралельними ножами	0,35	0,3	0,25

При визначенні початку і кінця робочого ходу для розділових операцій необхідно передбачати заходження $h_{\text{зах}}$ пуансона в матрицю на 1–2 мм для проштовхування виробу. Процес деформування починається при недоході повзуна до крайнього нижнього положення на величину

$$h_m = h + h_{\text{зах}}, \quad (5.7)$$

а закінчується при

$$h_l = h - h_p + h_{\text{зах}}. \quad (5.8)$$

Максимальне зусилля досягається при положенні повзуна

$$h_2 = h(1 - 0,33k) + h_{\text{зах}}. \quad (5.9)$$

Використовуючи графік типової технологічної операції з урахуванням пружної деформації преса в період робочого ходу, визначають графік залежності крутильного моменту на головному валу.

$$M_k = P_d \cdot m_k = P_d \cdot (m_k^a + m_k^f) = P_d \cdot \left\{ R \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) + f \cdot [(1 + \lambda) \cdot r_a + \lambda \cdot r_b + r_0] \right\} \quad (5.6)$$

Площа цього графіку пропорційна роботі робочого ходу з урахуванням пружної енергії та витрат на тертя.

Можна визначити також графік сил тертя під час робочого ходу

$$M_k^f = P_d \cdot m_k^f. \quad (5.7)$$

Спочатку визначимо енергію, яка витрачається на пластичне деформування деталі A_d .

Для цього визначимо площу під діаграмою сумарного моменту

$$A_d + A_f = \int_{\alpha p} M_k \cdot d\alpha; \quad (5.8)$$

та площу під діаграмою моменту тертя

$$A_f = \int_{\alpha p} M_k^f \cdot d\alpha. \quad (5.9)$$

Визначимо енергію, яка витрачається на пружне деформування деталей преса

$$A_y \frac{P_H \cdot \Delta l}{2} = \frac{P_H^2}{2 \cdot c}, \quad (5.10)$$

де $C = 5 \cdot \sqrt{P_H}$ – для універсальних пресів,

$C = 17 \cdot \sqrt{P_H}$ – для КГШП.

$$A_y = K \cdot A_{\Pi}, \quad (5.11)$$

де $K = 0,25 \dots 0,3$ – при вирубці, обрізці;

$K = 0$ – при витягуванні;

$K = 1,5$ – при висаджуванні.

Визначимо енергію, яка витрачається на холостий хід преса

$$A_{xx} = K'_x \cdot A_d,$$

де $K'_x = 0,3$ – універсальний прес;

$K'_x = 0,4 \dots 0,5$ – КГШП.

$$A_0 = A_d + A_f + A_y \approx 1,5 A_d. \quad (5.12)$$

Витрати енергії в трансмісії

$$\eta = \frac{A_0}{A_0 + A_f}; \quad (5.13)$$

$$A_f = \frac{A_0 \cdot (1 - \eta)}{\eta}, \quad (5.14)$$

де η – ККД трансмісії:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (5.15)$$

де n – кількість ланцюгів

$$A_f \approx 0,25 A_d. \quad (5.16)$$

Витрати енергії при включенні муфти

$$A_j = A_k + A_{тр}; \quad (5.17)$$

$$A_k = I_{тр}^{np} \cdot \frac{\omega_{тр}^2}{2}; \quad (5.18)$$

$$A_{тр} = M_{тр} \cdot \varphi_{тр}; \quad (5.19)$$

$$A_{тр} = I_m^{np} \cdot \frac{\omega_m^2}{2}. \quad (5.20)$$

Робота, що затрачується на включення муфти

$$A_j = I_m^{np} \cdot \omega_m^2; \quad (5.21)$$

$$A_j = 0,3 \cdot A_d. \quad (5.22)$$

5.3. Маховиковий привод преса

За холостий період циклу, коли електродвигун ненавантажений, енергія накопичується маховиком. Під час технологічної операції додаткову енергію

від маховика передають для виконання технологічної операції. Електродвигун самостійно не може забезпечити робочий хід.

5.3.1. Визначення розрахункової потужності та вибір типу електродвигуна

Якщо відома циклова робота преса $A_{\text{сум}}$:

$$A_{\text{сум}} = A_{\text{д}} + A_{\text{f}} + A_{\text{y}} + A_{\text{fn}} + A_{\text{xx}} + A_{\text{j}},$$

то визначаємо необхідну середню потужність за цикл, Вт:

$$N_{\text{сер}} = \frac{A_{\text{сум}}}{t_{\text{ц}}}; \quad (5.23)$$

$$t_{\text{ц}} = \frac{60}{n \cdot q}, \quad (5.24)$$

де n – паспортна кількість ходів, яка відповідає роботі преса в автоматичному режимі;

q – коефіцієнт використання паспортної кількості ходів при роботі преса в ручному режимі.

Залежно від технологічної операції:

$q = 0,4 \dots 0,5$ – вирубування та пробивання на універсальному пресі;

$q = 0,15 \dots 0,2$ – КГШП;

$q = 0,5$ – для витягування на тихохідному пресі.

$$N_{\text{сер}} = \frac{K_{\text{н}} \cdot A_{\text{сум}} \cdot n \cdot q}{60}, \quad (5.25)$$

де $K_{\text{н}} = 1,2 \dots 1,3$ ($n \cdot q \leq 40$);

$K_{\text{н}} = 1,3 \dots 1,4$, ($n \cdot q \geq 40$).

$$N_{\text{сум}} = \frac{K_{\text{н}} \cdot A_{\text{сум}} \cdot n \cdot q}{60 \cdot 102} \text{ [кВт]}; \quad A_{\text{сум}} \rightarrow \text{КГМ}.$$

Вибір приводного електродвигуна відбувається за умов $N_{\text{дв}} > N_{\text{сер}}$.

Визначимо надлишкову енергію, яка повинна передаватися від маховика в систему. Вона складається з двох частин – надлишкової енергії, яка піде на включення муфти, та надлишкової енергії, яка додатково необхідна для технологічної операції.

$$A_{\text{сум}}^{\text{нд}} = A_0^{\text{нд}} + A_{\text{нд}}^j ; \quad (5.26)$$

$$A_{\text{нд}} = A_{\text{сум}} - K_{\text{Н}} \frac{A_{\text{сум}}}{t_{\text{ц}}} \cdot t_{\text{роб}} ; \quad (5.27)$$

$$A_{\text{нд}}^j = A_j - \frac{K_{\text{Н}} \cdot A_{\text{сум}} \cdot t_{\text{роз}}}{t_{\text{ц}}} ; \quad (5.28)$$

де $t_{\text{роб}}$ – час, який витрачається на виконання технологічної операції;

$t_{\text{роз}} = 0,03 \dots 0,06$ – час (с), який потрібний на включення муфти;

$K_{\text{Н}} = 1,2$.

$$A_{\text{нд}} = I_{\text{обч}}^{\text{пр}} \cdot \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2}, \quad (5.29)$$

де $I_{\text{обч}}^{\text{пр}}$ – сумарний приведений момент інерції рухомих частин до вала двигуна;

$\omega_1 = \omega_{\text{дв}}$ – номінальна кутова швидкість вала електродвигуна,

$\omega_2 = \omega_{\text{мін}}$ – мінімальна кутова швидкість вала електродвигуна.

5.3.2. Визначення моменту інерції приводу

$$I_{\text{обч}}^{\text{пр}} = \sum_{i=1}^n I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_{\text{дн}}} \right)^2 = \sum_{i=1}^n I_i (i)^2 \quad (5.30)$$

В розрахунках приймають, що сумарний приведений момент інерції рухомих частин до вала двигуна, приблизно дорівнює приведену до вала двигуна моменту інерції маховика

$$I_{\text{обч}}^{\text{пр}} \approx I_{\text{мах}}^{\text{пр}},$$

$$I_{\text{м}}^{\text{пр}} = I_{\text{м}} \cdot \left(\frac{\omega_{\text{м}}}{\omega_{\text{дн}}} \right)^2 = I_{\text{м}} \cdot i^2, \quad (5.31)$$

де i – передавальне число.

При цьому надлишкова енергія приблизно дорівнює зміні кінетичної енергії маховика за цикл:

$$A_{\text{нд}} = I_{\text{м}} \cdot \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2}; \quad (5.32)$$

$$\omega_{\text{сеп}} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}. \quad (5.33)$$

Коефіцієнт нерівномірності ходу

$$\delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_{\text{сеп}}}; \quad (5.34)$$

$$\frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \cdot (\omega_1 - \omega_2) = \omega_{\text{ср}} \cdot \omega_{\text{ср}} \cdot \delta = \omega_{\text{ср}}^2 \cdot \delta. \quad (5.35)$$

5.3.3. Визначення моменту інерції та розмірів маховика

Визначимо приведений момент інерції маховика до вала двигуна

$$I_{\text{пр}}^{\text{м}} = \frac{A_{\text{нд}}}{\omega_{\text{сеп}}^2 \cdot \delta}, \quad (5.36)$$

$$\delta \approx 0,11 \dots 0,12;$$

$$2\omega_{\text{сеп}} = \omega_1 + \omega_2;$$

$$\delta\omega_{\text{сеп}} = \omega_1 - \omega_2;$$

$$\omega_1 = \frac{\omega_{\text{сеп}} \cdot (\delta + 2)}{2}; \quad (5.37)$$

$$\omega_{\text{сеп}} = \frac{2\omega_1}{\delta + 2}; \quad (5.38)$$

$$I_{\text{пр}}^{\text{м}} = \frac{A_{\text{нд}} \cdot (\delta + 2)^2}{4 \cdot \omega_1^2 \cdot \delta}, \quad (5.39)$$

де $\delta = 0,12$.

$$I_{\text{пр}}^{\text{м}} = 22,8 \cdot \frac{A_{\text{нд}} \cdot (\delta + 2)^2}{n_{\text{н}}^2 \delta}. \quad (5.40)$$

Розглянемо відому з теорії механізмів та машин формулу для моменту інерції маховика

$$I_{\text{м}} = \frac{m_{\text{мх}} \cdot D_i^2}{4}, \quad (5.41)$$

де $m_{\text{мх}}$ – маса маховика;

D_i – середній діаметр обода, $D_i = 0,75 D_{\text{м}}^{\text{нар}}$,

та формулу для моменту інерції маховика, яка отримана з (5.40):

$$I_{\text{м}} = 22,8 \cdot \frac{A_{\text{нд}} \cdot (\delta + 2)^2}{n_{\text{н}}^2 \cdot \delta \cdot (i)^2}; \quad (5.42)$$

$$i = \frac{\omega_{\text{м}}}{\omega_{\text{д}}},$$

де $\omega_{\text{м}}$ – кутова швидкість маховика;

$\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість вала електродвигуна.

З вказаних формул визначимо масу маховика

$$m_{\text{т}} \cdot (0,372)^2 \cdot (D_{\text{макс}}^{\text{нор}})^2 = 22,8 \cdot \frac{A_{\text{нд}} \cdot (\delta + 2)^2}{n_{\text{н}}^2 \delta (i)^2}; \quad (5.43)$$

$$m_{\text{м}} = B \cdot \frac{(D_{\text{макс}}^2(n) - D_{\text{мін}}^2(вн)) \cdot \pi \cdot \rho}{4} \quad (5.44)$$

З формули (5.44) визначимо товщину обода. При цьому приймаємо, що $D_{\text{макс}}^{\text{нор}} = i \cdot d_{\text{шк}}$, $D_{\text{мін}} = 0,5 \cdot D_{\text{макс}}$, $d_{\text{шк}} = 180 \dots 200$ мм діаметр шківа електродвигуна.

Питання для самоконтролю

1. Як змінюється рівень кінетичної енергії в кривошипному пресі протягом повного технологічного циклу?
2. Яка мета енергетичного розрахунку?
3. Як визначити роботу пластичного деформування?
4. Як визначити роботу, яка витрачається на холостий хід преса?
5. Як визначити енергію, яка витрачається на пружне деформування деталей преса?
6. Як визначити розрахункову потужність та вибрати тип електродвигуна?
7. Як визначити момент інерції приводу?
8. Як визначити момент інерції та розміри маховика?

6. СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ

Муфта і гальмо є основними силовими вузлами системи управління кривошипних пресів, які здійснюють пуск і зупинку виконуючих механізмів після завершення повного робочого циклу. Інтенсивність використання кривошипних пресів дуже велика – число включень і відключень головного виконуючого механізму преса перевищує інколи 60...80% номінальної частоти ходів повзуна. Тому вузли системи управління, забезпечуючи пуск і відключення преса, працюють у важких експлуатаційних умовах. У переважному числі випадків загальна працездатність преса залежить від працездатності муфти і гальма.

6.1. Дискові фрикційні муфти

Муфти кривошипних пресів відрізняються від аналогічних, які використовуються в загальному машинобудуванні, передачею великих обертових моментів (до $6 \cdot 10^6$ Нм) і приведенням в рух деталей з великим моментом інерції протягом малого проміжку часу. Найбільше застосування в пресобудуванні отримали одно-, дво- та трьохдискові муфти [1, 2].

Незалежно від конструктивного виконання, дискові фрикційні муфти містять: ведені диски, на яких (жорстко або рухливо) встановлені фрикційні елементи, ведені диски встановлені (жорстко або рухливо) на веденому валу; ведучі диски (один нерухомий, інші рухомі) встановлені на маховику (або шестерні) і обертаються постійно. Нормальне положення муфти – «відключено», відключення (роз'єднання ведучих і ведених дисків) проводиться за допомогою попередньо стиснутих пружин, включення муфти здійснюється пневмоциліндром односторонньої дії.

На рис. 6.1 зображений розріз по осі вала маховика однодискової фрикційної муфти [5]. У маховику 1 встановлено опорний (ведучий) диск 3, циліндр 9 з шліцами, натискний (ведучий) диск 4 зі шліцами на зовнішній циліндричній поверхні, що виконує функцію поршня, та входять у зачеплення зі шліцами циліндра 9, і кришкою циліндра 8 з ущільнювальною діафрагмою 5. В отвори опорного диска 3 встановлені пружини 10, торці яких упираються в маховик 1 і натискний диск (поршень) 4. Деталі 3, 8, 9

кріпляться до маховика. Перелічені деталі відносяться до провідної частини муфти і обертаються постійно разом з маховиком 1. До веденої частини муфти відноситься диск, що знаходиться на шліцах вала, на якому закріплений за допомогою зварювального з'єднання ведений диск 6, що несе фрикційні вставки 7. Включається муфта таким чином. Через голівку для підведення повітря, яка встановлена в отворі кришки 8, стисле повітря подається в простір між діафрагмою 5 і кришкою 8. Під дією тиску повітря поршень 4 зміщується вліво, доки фрикційні вставки 7 веденого диска 6 не будуть затиснені між опорним диском 3 та натискним диском 4. Сили тертя, які виникають між дисками 3 та 4 і вставками 7, передають обертовий момент від маховика 1 до вала преса. При випуску повітря пружини 10 відсувають натискний диск 4, повертаючи його в початкове положення. Між фрикційними вставками 7 і провідними дисками 3, 4 утворюється зазор – муфта відключається.

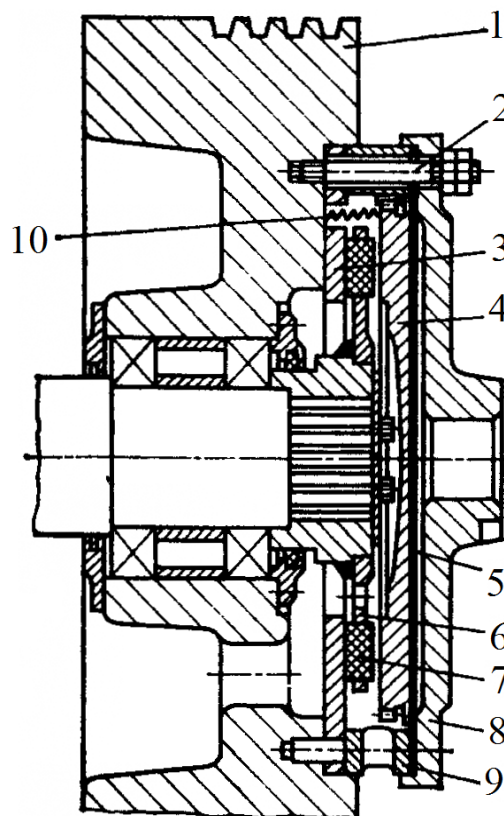


Рис. 6.1. Однодискова фрикційна муфта

Однодискові муфти відносять до малоінерційних через малий, порівняно з багатодисковими, момент інерції ведених частин. Фрикційні вставки 7 виконуються овальними, циліндричними або сегментними. В роботі [1] в

якості матеріалу для фрикційних вставок рекомендується застосовувати ретинакс марки ФК16Л при допустимих напруженнях зминання $[\sigma_{см}] = 1,0$ МПа; ФК24А, $[\sigma_{см}] = 1,2$ МПа; козид, $[\sigma_{см}] = 0,7$ МПа при коефіцієнтах тертя фрикційних пар ретинакс – чавун, $f = 0,4...0,42$; ретинакс – сталь, $f = 0,32...0,33$; козид – чавун, $f = 0,38$. Поточний ремонт муфти зводиться до заміни зношених фрикційних вставок 7, які встановлюються у вікнах веденого диска 6 по ходової посадці.

Для передачі великих обертових моментів використовують багатодискові муфти, у яких обертовий момент зростає пропорційно кількості ведених дисків. За принципом дії багатодискові муфти не мають принципової відмінності від однодискових. На рис. 6.2 показана дводискова муфта КГШП, яка наведена в роботі [2]. Для включення муфти стиснуте повітря через голівку 3 подається в робочу порожнину поршня 2, переміщення поршня 2 призводить до вибірки зазорів і змикання поверхонь тертя ведучих дисків 4, що знаходяться в шліцах зубчастого вінця, закріпленого на зубчастому колесі 5, і ведених дисків 1, що знаходяться в шліцах зубчастої ступиці 6, встановленої на квадратної консолі вала. Відключення муфти здійснюється випуском стислого повітря з робочої порожнини поршня 2, повернення поршня у початкове положення здійснюється шпильками, навантаженими попередньо стиснутими пружинами. Ведучі диски муфт бажано виконувати з чавуну, який краще, ніж сталь працює на знос, і в парі з більшістю фрикційних матеріалів дає більший коефіцієнт тертя. В якості фрикційного матеріалу для накладок [1] рекомендується прийняти феродо, з припустимим тиском при числах обороту вала муфти $n = 120$ хв⁻¹; $[q] = 0,3-0,4$ МПа, при $n = 120-280$ хв⁻¹; $[q] = 0,2-0,25$ МПа, при $n = 280-350$ хв⁻¹ і фрикційний матеріал марки 143-66 при $n = 180$ хв⁻¹, допустимий тиск $[q] = 0,7-0,95$ МПа.

На рис. 6.3 наведені консольні муфта та гальмо, які знаходяться по різні сторони на проміжному валу [2]. Синхронна робота муфти та гальм відбувається таким чином. Муфта, яка вмонтована в маховик 7, виконується нормально розімкнутою, тому ведучий натискний диск 3 та фрикційні вставки 2 веденого диска 1 розчіпчені: маховик 7 при включеному електродвигуні обертається вільно на валу 8 на підшипниках кочення. В той же час натискний диск нормально замкнутих гальм під дією пружин 14 прижаний до фрикційних вставок 12, а останні – до корпусу 11, який закріплений на

станині 10 преса. Таким чином всі зубчасті передачі 9 та головний виконуючий механізм зупинені в заданому положенні.

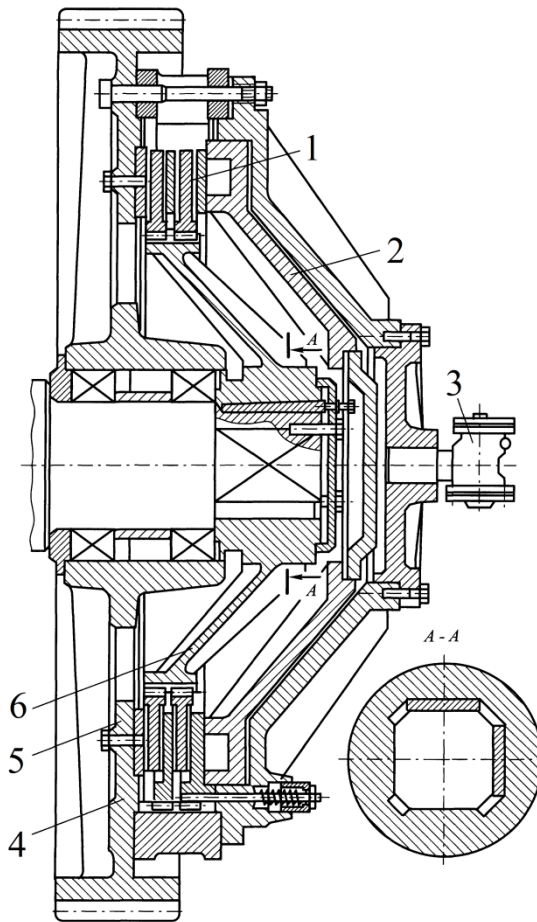


Рис. 6.2. Конструктивна схема дводискової муфти

При включенні преса на робочий хід стисле повітря по каналам вала та кришки 5 поступає на діафрагму 4, яка зсуває натискний диск 3 та притискає вставки 2 до опорного диску 6. В результаті маховик 7 зчіпляється з валом 8. Одночасно стисле повітря поступає по каналах корпусу гальм на діафрагму 16 та відсуває кришку 17 і через тяги 15 – натискний диск 13. В результаті вставки 12 вивільняються і вал 8 розгальмовується. Зубчасті передачі починають обертатися та приводять в дію головний виконуючий механізм.

Якщо тиск повітря на діафрагмах муфти та гальм при виключенні преса убрати, то пружини 18 зміщують натискний диск 3 в вихідне положення: диски муфти розходяться. А диски гальм під дією пружин 14 зчіплюються – починається процес гальмування з наступною зупинкою ведених частин приводу та головного виконуючого механізму. Кінетична енергія рухомих частин через тертя на поверхнях зчеплення перетворюється в теплову. Для

охолодження муфти та гальм передбаченні канали та оребрння кришок 5 та 17.

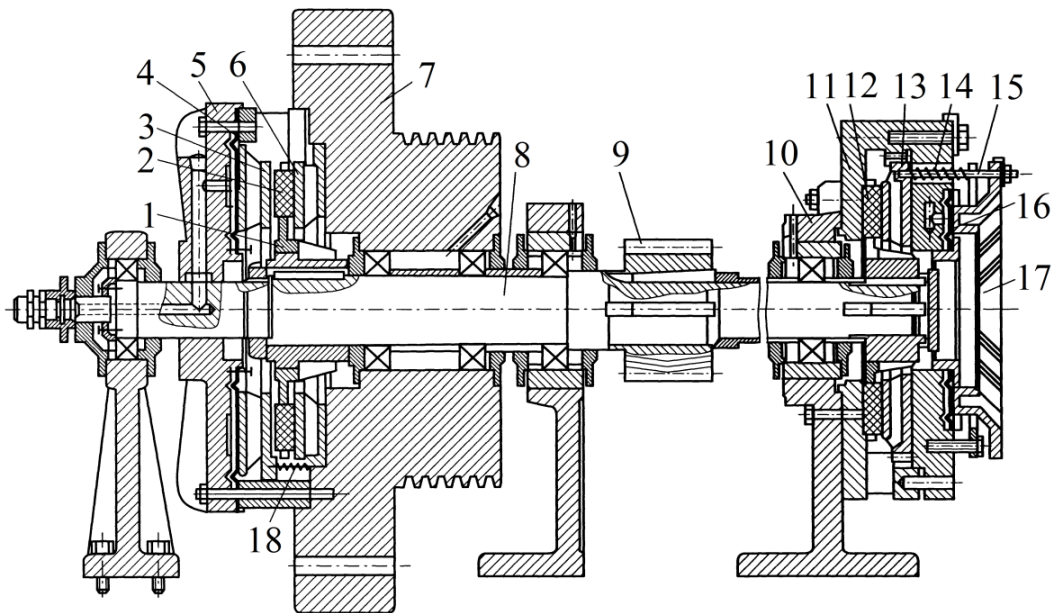


Рис. 6.3. Консольні муфта та гальма зі вставками

Для універсальних пресів з невеликим номінальним зусиллям використовують заблоковані гальма з муфтою (рис. 6.4).

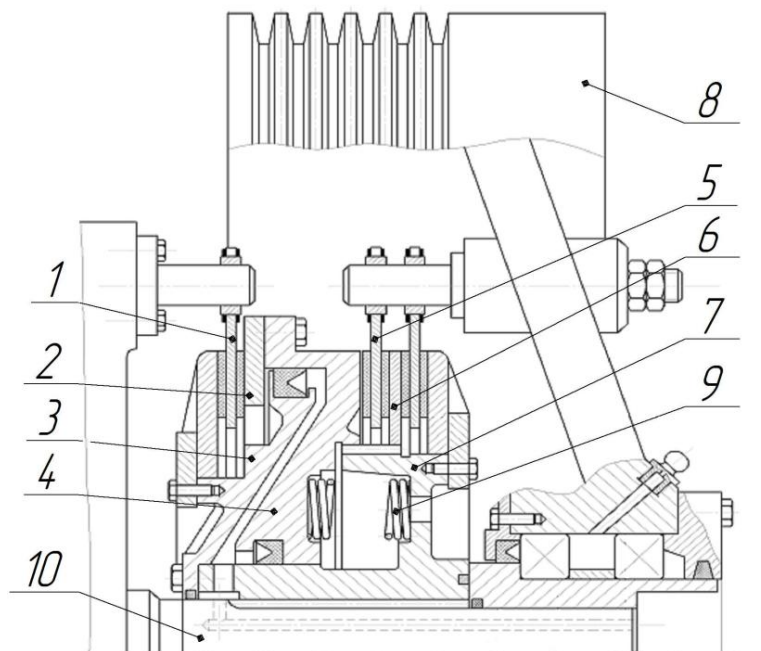


Рис. 6.4. Схема заблокованих гальм з муфтою

Розглянемо одну поверхню фрикційного диску [10] (рис. 6.5).

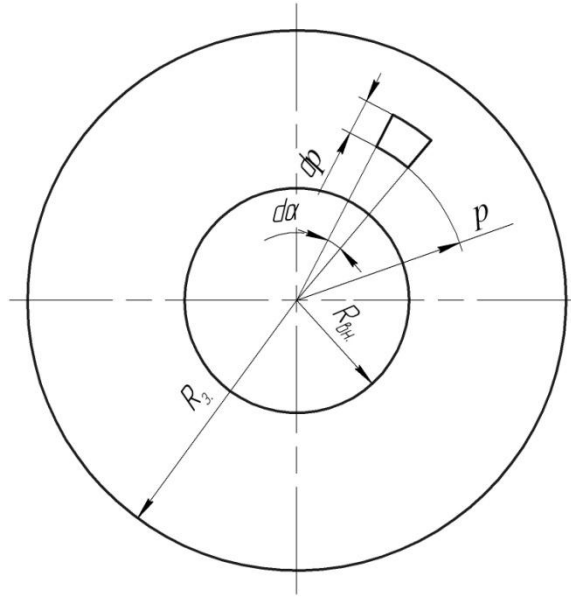


Рис. 6.5. Схема фрикційного диску

Момент, який передає елемент фрикційного диску визначається з такого виразу:

$$M_m = m \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\alpha \int_{\rho_1}^{\rho_2} f q \rho d\rho, \quad (6.1)$$

де $\rho \cdot d\alpha \cdot d\rho = dF$ – площа елементарної ділянки (див. рис. 6.4);

f – коефіцієнт тертя;

m – число поверхонь тертя в муфті;

q – тиск, який діє на поверхню при роботі муфти.

Момент, який передає диск з одною фрикційною поверхнею, визначається за формулою

$$Mm_{(1)} = qf \int_0^{2\pi} \int_{R_{BH}}^{R_3} \rho^2 d\rho d\alpha = q \cdot f \cdot 2\pi \cdot \frac{R_3^3 - R_{BH}^3}{3}. \quad (6.2)$$

У разі муфти з m робочими поверхнями момент, який передає муфта, можна визначити за формулою

$$Mm_{(n)} = q \cdot f \cdot \frac{2\pi}{3} \cdot (R_3^3 - R_{BH}^3) \cdot m. \quad (6.3)$$

де $M_{m(1)}$ – момент, який може передати накладка однією поверхнею,

$M_{m(n)}$ – момент, який може передати m поверхонь n диском;

R_3 – зовнішній радіус накладки;

$R_{\text{вн}}$ – внутрішній радіус накладки.

Можна визначити зусилля, яке діє на натискний диск:

$$Q = q \cdot \pi \cdot (R_3^2 - R_{\text{вн}}^2). \quad (6.4)$$

Користуючись формулою (6.3), зробимо такі її перетворення

$$M_{m(n)} = q \cdot f \cdot \frac{2\pi}{3} \cdot \frac{(R_3^3 - R_{\text{вн}}^3)}{(R_3^2 - R_{\text{вн}}^2)} m \cdot (R_3^2 - R_{\text{вн}}^2).$$

Враховуючи зусилля, яке діє на натискний диск, можна визначити момент, який передає муфта з m фрикційними поверхнями:

$$M_{m(n)} = f \cdot Q \cdot R_{\text{cp}} \cdot m \quad (6.5)$$

Середній радіус фрикційної накладки визначається з формули:

$$R_{\text{cp}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{(R_3^3 - R_{\text{вн}}^3)}{(R_3^2 - R_{\text{вн}}^2)}. \quad (6.6)$$

Момент, які передає муфта при використанні вставок замість фрикційних накладок, визначимо за такою формулою

$$M_m = q \cdot f \cdot 2 \cdot F_1 \cdot Z \cdot R_{\text{cp}}, \quad (6.7)$$

де F_1 – бокова площа вставки;

Z – кількість вставок (приймаємо, що $Z = 6 \dots 8 \dots 12 \dots 16$).

6.2. Розрахунок та проектування муфти

6.2.1. Оцінка обертового моменту преса з номінальним зусиллям, яке передається муфтою

Обертовий момент, який має передавати муфта, визначають за формулою, Нм:

$$M_{\text{м}} = K_{\text{м}} \frac{P_{\text{н}} \cdot m_{\text{кнн}}}{\eta_{\text{пер}} \cdot i}, \quad (6.8)$$

де $P_{\text{н}}$ – номінальне зусилля преса, кН;

$K_{\text{м}}$ – коефіцієнт запасу зчеплення ($K_{\text{м}}$ приймають у межах 1,1...1,3);

$\eta_{\text{пер}}$ – коефіцієнт корисного дії зубчастих передач;

i – передавальне відношення від кривошипного вала до вала муфти;

M_M – момент, який муфта повинна передавати, виходячи з технологічного призначення преса;

$m_{\text{кнн}}$ – приведенне плече зусилля деформації при номінальному недоході, мм.

Для конкретного випадку при визначенні K_M слід використовувати дані табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Значення коефіцієнту запасу зчеплення

Тип машини	Значення K_M	
	Муфта на приймальному валу	Муфта на кривошипному валу
Універсальні листоштампувальні преси с n_X , х/хв.:		
> 60	1,1 (1,00)	1,2 (1,10)
< 60	1,15 (1,05)	1,3 (1,15)
Витяжні преси подвійної дії	1,15	1,25
Карбувальні преси	1,1	1,15
КГШП, ГKM	1,0	1,1
Листоштампувальні преси-автомати	1,05 (1,0)	1,1 (1,05)
ХВА	1,09 (0,9)	1,05 (0,95)

В дужках вказані значення, коли муфта використовується як запобіжний пристрій

Приведене плече зусилля деформації при номінальному недоході $m_{\text{кнн}}$ визначається за формулою:

$$m_{\text{кнн}} = R \left(\sin \alpha_{\text{нн}} + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha_{\text{нн}} \right) + f \left[(1 + \lambda) r_A + \lambda r_B + r_0 \right];$$

де R – радіус кривошипа головного виконавчого механізму, мм;

r_A, r_0 – радіуси шатунної і опорної шийок кривошипного вала, мм;

r_B – радіус шарніра, що з'єднує шатун з повзуном, мм;

λ – коефіцієнт довжини шатуна;

f – наведений коефіцієнт тертя у вузлах ГВМ ($f = 0,04$ при рідкому мастилі;
 $f = 0,05$ – при густій мастилі);

$\alpha_{\text{нн}}$ – кут при номінальному недоході, що визначається за формулою:

$$\cos \alpha_{\text{нн}} = \frac{2(R + L)(R - S_{\text{нн}}) + S_{\text{нн}}^2}{2R(R + L - S_{\text{нн}})} = \frac{2(1 - c) \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) + c^2}{2(1 - c + \lambda)}, \quad (6.9)$$

де L – довжина шатуна ($L = \frac{R}{\lambda}$; $c = \frac{R}{L}$);

S_{HH} – величина номінального недоходу (шлях повзуна до його крайнього нижнього положення, протязі якого прес розвиває номінальне зусилля).

Якщо значення S_{HH} відсутнє в ГОСТах (КГШП, ГKM, преси-автомати для об'ємного штампування), то α_{HH} для КГШП і ГKM слід приймати рівним 5–3° (менші значення для більш великих пресів); для пресів автоматів $\alpha_{HH} = 20–25^\circ$.

Момент, який муфта може передавати, виходячи з її конструкції, розмірів, матеріалу фрикційних елементів, зусилля притискування дисків, визначається з рівняння, Н·м:

$$M_{MHC} = m \cdot f \cdot q_M \cdot R_{CP} \cdot F_{TP},$$

де m – число поверхонь тертя в муфті;

f – коефіцієнт тертя між фрикційним матеріалом і диском;

q_M – прийнятий робочий тиск на фрикційний матеріал, МПа;

R_{CP} – середній радіус кільця тертя дисків, м;

F_{TP} – площа однієї поверхні тертя, м².

У всіх випадках повинне витримуватися співвідношення

$$M_M \leq M_{MHH}.$$

6.2.2. Фрикційні матеріали

Для підвищення коефіцієнта тертя між контактуючими металевими дисками, на ведені або провідні диски муфт і гальм встановлюють фрикційний матеріал – матеріал, що має з контртілом великий коефіцієнт тертя. Окрім великого коефіцієнта тертя фрикційний матеріал повинен мати певну міцність і зносостійкість.

В даний час в якості фрикційного матеріалу використовують синтетичні матеріали на асбокаучукової і асбосмоляної основі. Добре зарекомендували себе м'які фрикційні матеріали на асбокаучукової основі марок 63-7-67, 8-45-62, і напівм'які – марок 143-63 і 143-66. Тверді матеріали на асбосмоляній основі типа ретинакс марок ФК-16А, ФК-24Л недостатньо еластичні, розтріскуються при ударі у момент включення і сьогодні у фрикційних вузлах

до вживання не рекомендуються [1]. Основні параметри фрикційних матеріалів, що рекомендуються, наведені в табл. 6.2.

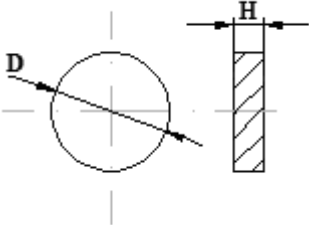
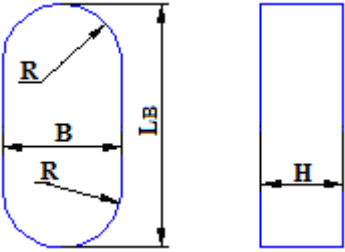
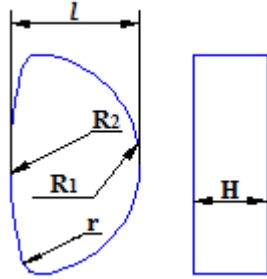
Таблиця 6.2 – Основні параметри фрикційних матеріалів

Параметри фрикційних матеріалів	Марка матеріалу			
	143-63	8-45-62	63-7-67	143-66
Критична температура нагріву, °C	190	160	170	230
Припустимі напруження зминання, МПа	11,0	12,0	12,0	13,0
Коефіцієнт тертя при розрахунку муфт, f	0,42	0,38	0,40	0,42
Коефіцієнт тертя при розрахунку гальм, f	0,43	0,42	0,44	0,44
В якості контр тіла, що контактує з фрикційним, рекомендуються матеріали: СЧ25, СЧ32; сталь 40 и сталь 45.				

Фрикційний матеріал у вигляді кільцевих накладок може приклепуватися або приклеюватися (рекомендується використовувати обидва засоби) до дисків. Муфта з такими дисками називається *муфтою з накладками*. Накладки частіше кріпляться до ведених дисків. У інших випадках фрикційний матеріал виконується у вигляді деталей різних форм, і ці деталі вставляються в отвори у ведених дисках. Такі вузли називаються *дисками зі вставками*. Вставки виготовляють зі смуг завтовшки 10 мм і шириною 90–120 мм. Форми і розміри вставок, що використовуються, наведені в табл. 6.3.

Найбільшого поширення набули овальні вставки, оскільки вставки з круглою формою вимагають встановлення в диск таким чином, щоб виключити їх обертання довкола своєї вісі (за допомогою обойм або лисок на бічній поверхні). Напівкруглі вставки вимагають вікна відповідної форми, що є складним у виготовленні. В результаті різко зростає трудомісткість виготовлення вузла. Під час роботи преса фрикційний матеріал і диски вузлів тертя нагріваються, в наслідок чого змінюються властивості фрикційних матеріалів.

Таблиця 6.3 – Форми і розміри вставок муфт та гальм, що використовуються

Форма вставок													
а) круглі			б) овальні					в) напівкруглі					
													
D , мм	P , мм	F_B , см ²	l_B , мм	H , мм	B , мм	R , мм	F , см ²	l , мм	R_1 , мм	R_2 , мм	r , мм	H , мм	F , см ²
40	20	12,5	55	20	30	15	14,5	35	30	115	5	20	11,0
60	25	28,0	55	20	40	20	18,6			125			16,0
80	36	50,0	75	20	40	20	22,5	45	40	160	5	25	28
100	40	78,5	75	40	60	30	37,3			200			26,8
120	50	112,0	110	40	60	30	58,3	80	70	250	8	36	85
			110	40	90	45	81,6			290			85,0
			150	40	80	40	104	90	80	345	8	36	110
			170	40	90	45	135,6	110	100	410	10	40	173
			200	50	110	55	194			450			173
								135	120	545			243
								170	150	560	12	50	400
										640			400

Таблиця 6.4 – Значення тисків на поверхні тертя

Тип фрикційних елементів	Число обертів вала муфти (гальм) хв ⁻¹	Розрахунковий тиск на поверхні тертя, МПа	
		В муфті q_M	В гальмах q_T
Вставки	До 180	0,8...1,2	0,5...0,7
	180...400	0,6...1,0	0,4...0,6
	400...500	0,5...0,8	0,3...0,4
Накладки	До 180	0,6...0,9	0,4...0,6
	180...400	0,4...0,7	0,3...0,5
	400...500	0,3...0,5	0,2...0,3

6.2.3. Визначення розмірів кільця тертя дисків муфти

Обертовий момент, який передає муфта, має дорівнювати моменту тертя, який створюється на контактних поверхнях дисків. Контактною поверхнею дисків з накладками є суцільне кільце з фрикційного матеріалу; для вузлів зі

вставками – сумарна площа вставок, розміщених різним способом у ведених дисках. На рис. 6.6 показана схема установки накладок і вставок. Прийнято позначати внутрішній радіус кільця тертя R_{BH} , зовнішній – R_3 , середній – R_{CP} .

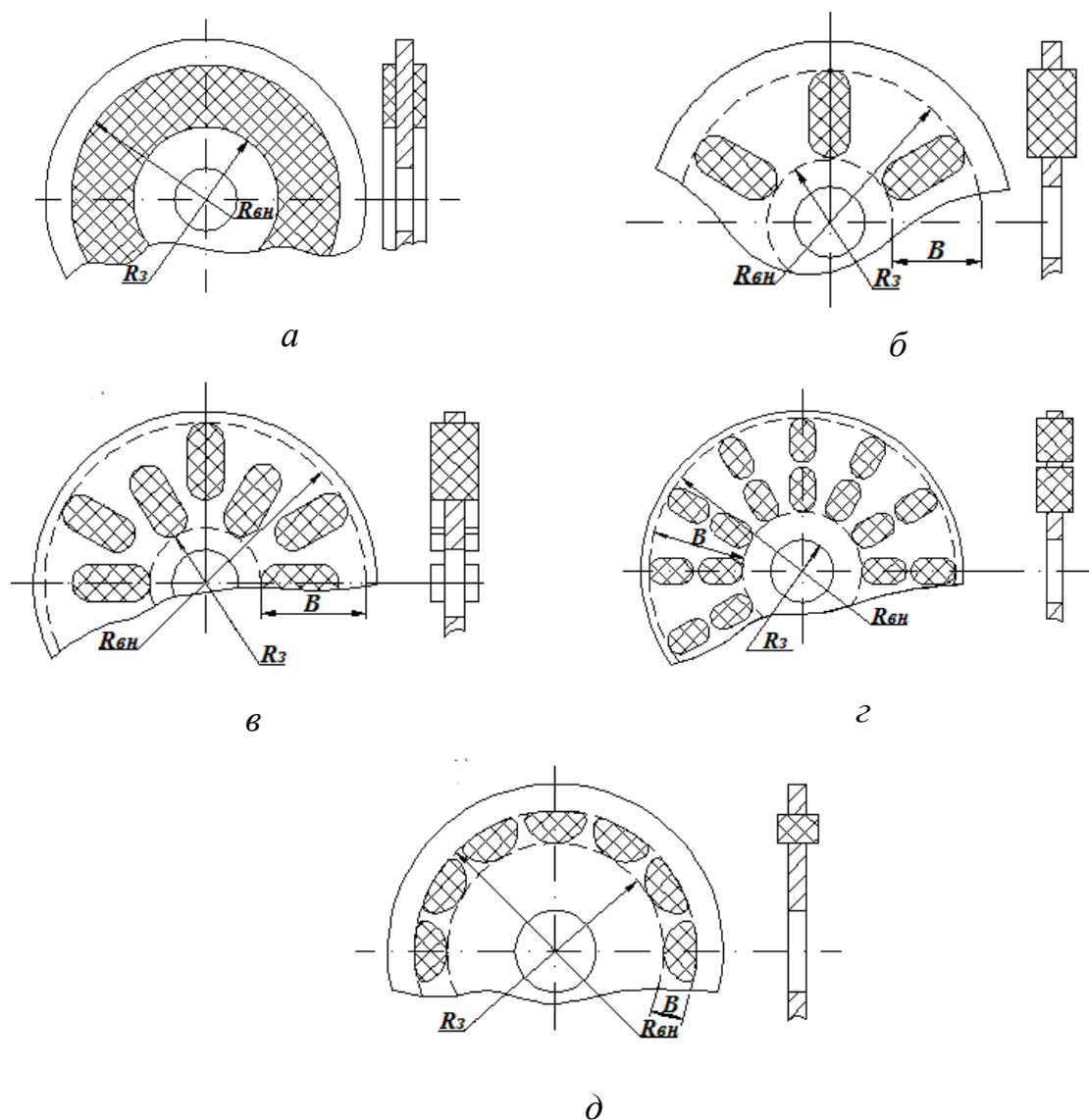


Рис. 6.6. Схема встановлення накладок і вставок: а – диск з накладками; б – диск з однорядним розташуванням вставок; в – диск з дворядним розташуванням вставок з перекриттям; г – дворядне розташування вставок без перекриття; д – розташування напівкруглих вставок

Середній радіус кільця тертя диска з накладками визначається за залежністю:

$$R_{CP} = \frac{2(R_H^3 - R_{BH}^3)}{3(R_H^2 - R_{BH}^2)}.$$

Наближене значення для даного випадку може бути знайдене з виразу:

$$R_{CP} = \frac{R_H + R_{BH}}{2}.$$

При розрахунку дискових муфт і гальм зручно також використовувати значення відносної ширини кільця тертя, що є відношенням ширини кільця тертя до середнього радіусу тертя:

$$\delta = \frac{B}{R_{CP}}.$$

Визначення розмірів кільця тертя дисків рекомендується проводити в такій послідовності:

1. Визначається середній радіус кільця тертя:

а) для муфт з накладками, см

$$R_{CP} = 0.543 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_M}{m \cdot \delta \cdot \delta_{cp} \cdot f \cdot q_M \cdot K_{b3}}}, \quad (6.10)$$

де $K_{b3} = \frac{Z \cdot F_b}{\pi \cdot (R_3^2 - R_{вн}^2)}$ – коефіцієнт взаємного перекриття,

$\delta_{cp} = \sqrt{1 + 0.25 \cdot \delta}$ – коефіцієнт форми накладки,

для накладки $K_{b3} = 1$, $\delta_{cp} = 1,1$;

для вставок $K_{b3} = 0,5$, $\delta_{cp} = 1,1$,

f – коефіцієнт тертя,

q_M – припустимий тиск на поверхню тертя,

(в формулу 6.10 M_M підставити в кГ·см, q_M в кГ/см²)

б) для муфт з вставками, м:

$$R_{CP} = 0,0112 \sqrt[3]{M_M}. \quad (6.11)$$

Наведені емпіричні залежності дозволяють визначити середній радіус кільця тертя, виходячи лише з величини моменту, який потрібно передавати. У разі, коли габарити муфти мають бути обмежені (при міжопорній її установці), мінімальний допустимий середній радіус може бути визначений за формулою, м:

$$R_{CP} = c \cdot d_B, \quad (6.12)$$

де c – коефіцієнт, залежний від величини номінального зусилля преса. Для муфт з накладками рекомендується значення $c = 1,6 \dots 1,8$. Для муфт з вставками: $c = 1,6 \dots 1,7$ (для пресів з 1000 кН); $c = 2,0 \dots 2,1$ (для пресів з 1600 кН);

d_B – діаметр вала, на якому має бути встановлена муфта, визначається за формулою, м:

$$d_B = 0,0173 \sqrt[3]{\frac{M_M}{[\tau]_{KP}}}, \quad (6.13)$$

де $[\tau_{KP}]$ – припустиме напруження кручення для матеріалу вала муфти. При обертовому моменті до 15000 Нм, який передає муфта, рекомендується $[\tau_{KP}]$ приймати 25 МПа, при більшому – 35 МПа.

2. Знаходять ширину кільця тертя дисків, м:

$$B = R_{CP} \cdot \delta.$$

Значення відносної ширини кільця тертя слід вибирати в межах 0,4...0,65.

3. Визначають зовнішній та внутрішній радіуси кільця тертя

$$R_H = R_{CP} + \frac{B}{2};$$

$$R_{BH} = R_{CP} - \frac{B}{2}$$

4. Визначають площі кільця тертя

$$F_K = \pi(R_H^2 - R_{BH}^2).$$

Визначене значення F_K потрібно порівняти зі значенням F_{KHC} (мінімальним значенням площі кільця тертя, яке отримано з рівняння несучої здатності муфти і враховує властивості прийнятого фрикційного матеріалу):

$$F_{KHC} = \frac{M_M}{m \cdot f \cdot q_M \cdot R_{CP}}, \quad (6.14)$$

де m – кількість поверхонь тертя;

f – коефіцієнт тертя з табл. 6.2;

q_M – припустимий тиск на поверхні тертя з табл. 6.4.

Площа кільця тертя F_k повинна бути більше або дорівнювати $F_{кнс}$. Якщо ці умови не виконуються, треба збільшити R_H .

6.2.4. Визначення необхідної кількості вставок та способи їх розміщення

При проектуванні муфт зі вставками основним параметром є ширина кільця тертя – B . Залежно від цього параметра і розмірів вживаних вставок, розміщення їх в дисках може бути однорядним, дворядним з перекриттям і дворядним без перекриття (рис. 6.4). Якщо відношення ширини кільця тертя B до висоти вставки l_s лежить в межах $0,9 \dots 1,1$, то можна прийняти однорідне розташування, при $\frac{B}{l_B} = 1,5 \dots 1,9$ вже потрібно брати дворядне з перекриттям і при $\frac{B}{l_B} = 2,0 \dots 2,4$ – дворядне без перекриття.

Оскільки переважним є однорядне розташування вставок, то після визначення ширини кільця тертя за табл. 6.3 потрібно вибрати вставку з висотою l_B близькою до ширини кільця тертя B . При наявності таких вставок, визначають необхідну їх кількість, шт. :

$$n_B = \frac{M_M}{m \cdot f \cdot q_M \cdot R_{CP} \cdot F_B}, \quad (6.15)$$

де F_B – площа одної поверхні вставки (див. табл. 6.3).

Якщо потрібне дворядне розміщення вставок з перекриттями, то в кожному ряду розміщують однакову кількість вставок, число яких в ряду може бути визначене за залежністю:

а) при овальних вставках, шт.

$$n_B \leq \frac{2\pi R_{CP}}{B_B + \Delta}, \quad (6.16)$$

де B_B – ширина вставки;

Δ – припустима відстань між вставками на колі з радіусом R_{CP} .

Значення, що рекомендуються, Δ , м:

$$\Delta = 0,03 \text{ (при } \frac{B}{B_B} = 1,55);$$

$$\Delta = 0,02 \text{ (при } \frac{B}{B_B} = 1,7);$$

$$\Delta = 0,015 \text{ (при } \frac{B}{B_B} = 1,8);$$

$$\Delta = 0,01 \text{ (при } \frac{B}{B_B} = 1,9).$$

б) при круглих вставках, шт.:

$$n_B \leq \frac{2\pi(R_{CP} - 0,5d_B)}{d_B + 0,02}. \quad (6.17)$$

Мінімальна кількість вставок у диску (з урахуванням властивостей матеріалу вставок) повинна бути визначена за залежністю, шт.:

$$n_B = \frac{M_M}{2 \cdot f \cdot q_M \cdot R_{CP} \cdot F_B}, \quad (6.18)$$

Після прийняття рішення про кількість вставок в веденому диску знаходять максимальний R_H и мінімальний радіуси R_{BH} кільця тертя:

а) для однорядного розташування вставок:

$$R_H = R_{CP} + 0,5l_B;$$

$$R_{BH} = R_{CP} - 0,5l_B;$$

б) для двохрядного розташування вставок:

$$R_H = R_{CP} + 0,5B;$$

$$R_{BH} = R_{CP} - 0,5B.$$

Значення R_H та R_{BH} потрібно округлити до найближчих значень, що рекомендують за рядами нормальних чисел.

Після уточнення розмірів R_H та R_{BH} знаходять коефіцієнт взаємного перекриття

$$K_{B3} = \frac{n_B \cdot F_B}{\pi(R_H^2 - R_{BH}^2)}. \quad (6.19)$$

Значення коефіцієнта K_{B3} можна рекомендувати:

- для дисків с однорядним розташуванням вставок $K_{B3} = 0,15 \dots 0,25$;
- для дисків с двохрядним розташуванням вставок $K_{B3} = 0,38 \dots 0,4$.

Прагнути до збільшення K_{B3} не рекомендується, оскільки це може привести до перегріву дисків під час роботи муфти.

6.2.5. Перевірка муфти на працездатність

Наведена вище методика визначення розмірів кільця тертя дисків, розмірів і числа фрикційних елементів заснована на виконанні лише однієї вимоги: передачі муфтою заданого обертового моменту. Проте муфта включення повинна ще мати певну працездатність: термін служби її не має бути менше півроку при двохзмінній роботі. При проектуванні муфти включення для універсальних пресів, що працюють з великим числом включень в хвилину, перевірка її на працездатність є обов'язковою. Перевірку муфти на працездатність можна проводити двома засобами:

- перевірка терміну її служби в місяцях;
- знаходження показника зносу елементів тертя і порівнювання його з допустимим значенням.

Термін служби муфти можна визначати по методиці, розробленою проф. Власовим В.І. [1], для чого треба знаходити коефіцієнт зношування і порівнювати його з допустимим. Якщо працездатність муфти при перевірці виявляється менше встановлюваного терміну, то слід збільшити площу кільця тертя дисків. Під час роботи гальма та муфти перетворюють механічну енергію в теплову, в зв'язку з чим відбувається зношування фрикційних накладок.

Визначимо коефіцієнт зношування:

$$K_{zn} = \frac{A_m \cdot n \cdot g \cdot K_{вз}}{F_m \cdot t} < [k] \quad (6.20)$$

$$A_m = \alpha_{m(\tau)} \cdot I_b^n \cdot n_{m(\tau)}^2, \quad (6.21)$$

де I_b^n – момент інерції ведених частин приводу,

$n_{m(\tau)}$ – число обертів вала муфти чи гальма,

A_m – робота тертя при включенні або гальмуванні;

n – число включень вузла за хвилину;

$g = 0,5$ – коефіцієнт використання ходів преса (ручний режим);

$g = 1,0$ – коефіцієнт використання ходів преса (автоматичний режим).

Коефіцієнти взаємного перекриття для накладки: $K_{вз} = 1$; для вставки: $K_{вз} = 0,5$.

Однобічна площа тертя накладки $F_m = \pi \cdot (R_3^2 - R_{\text{вн}}^2)$; вставки – $F_m = F_1 \cdot Z$; m – кількість поверхонь тертя.

Припустимий показник зносу $[k] = 60 \dots 80 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{см}^2 \cdot \text{хв}$;

Коефіцієнт, що враховує тип вузла: для муфт $\alpha = 5.8 \cdot 10^{-3}$; для гальм $\alpha_2 = 5.2 \cdot 10^{-3}$.

6.2.6. Визначення товщини дисків

Товщина ведених дисків залежить від типа фрикційних елементів. Для муфт з накладками товщина диска має бути такою, щоб виключалася його деформація при обробці і роботі. Умова виконується при товщині ведених дисків $h_{\text{ДВМ}} \geq (0,06 \dots 0,11)B$.

Менші значення $h_{\text{ДВМ}}$ набувають для муфт, які передають великі обертові моменти (при $B \geq 0,35\text{м}$); великі значення – для муфт, які передають невеликі обертові моменти (при $B < 0,1\text{м}$).

Для випадку вживання суцільних вставок, що найчастіше зустрічається на практиці, товщина веденого диска може бути визначена із співвідношення:

$$0,6h_B \leq h_{\text{ДВМ}} \leq 0,7h_B,$$

де h_B – товщина вставки.

Товщина провідного диска залежить від його конструктивного виконання (з оребренням або без оребрення). Оребрені диски рекомендується застосовувати в муфтах, які встановлені на швидкохідних валах. З умови забезпечення необхідної жорсткості диска, його товщина має бути рівна:

– для муфт, встановлених на тихохідні вали (при $n_M < 100 \text{ об/хв}$),

$$h_{\text{ДВЦ}} \geq (0,12 \dots 0,14)B;$$

– для муфт, встановлених на швидкохідні вали (при $n_M > 100 \text{ об/хв}$).

$$h_{\text{ДВЦ}} \geq (0,15 \dots 0,18)B.$$

6.2.7. Конструювання і розрахунок шліцьового з'єднання рухливих дисків

Серед ведених і ведучих дисків частина є рухомими вздовж осі вала, на якому знаходиться муфта. Переміщення здійснюється по шліцьовому

з'єднанню, зуби якого нарізані на дисках, барабані муфти і веденому валу. Рухливі ведучі диски з'єднуються з барабаном муфти, ведені – з валом.

В даний час найбільш широке вживання знайшло евольвентне шліцьове з'єднання. Після визначення товщини рухливого диска стає відомою і довжина зуба шліца, оскільки часто конструктивно вони приймаються рівними. Остаточні розміри шліцевого з'єднання можна знайти, використовуючи рівняння міцності зуба на зминання.

Для ведучих дисків:

$$\sigma_{зм} = \frac{K_{ш} \cdot M_M}{(0,5m + 1) \cdot h_{ш} \cdot B_{ш} \cdot R_{ш} \cdot Z_{ш}} \leq [\sigma_{зб}]. \quad (6.22)$$

Для ведених:

$$\sigma_{зм} = \frac{K_{ш} \cdot M_M}{0,5m \cdot h_{ш} \cdot B_{ш} \cdot R_{ш} \cdot Z_{ш}} \leq [\sigma_{зм}], \quad (6.23)$$

де $K_{ш}$ – усереднений коефіцієнт, що враховує динамічність навантаження і умови роботи всього з'єднання. Значення його слід вибирати з табл. 6.5 залежно від числа обертів вала n_B , на якому встановлена муфта;

m_T – кількість пар поверхонь тертя;

$h_{ш}$ – висота зуба шліца, дорівнює $2,2m_H$, (m_H – модуль зубів). Значення m_H рекомендуються у діапазоні 2–10 мм);

$B_{ш}$ – довжина зуба шліца, дорівнює $h_{ДВМ}$ або $h_{ДВШ}$;

$R_{ш}$ – радіус ділильної окружності зуба $R_{ш} = m_H \cdot \frac{Z_{ш}}{2}$;

$Z_{ш}$ – кількість робочих шліців;

$[\sigma_{зм}]$ – напруження на зминання матеріалу дисків, що допускається. Для сталі 35, стали 45 без термообробки $[\sigma_{зм}]$ можна приймати 15...20 МПа, з термообробкою (поверхневий гарт) – 20...30 МПа.

Таблиця 6.5 – Значення усередненого коефіцієнта, що враховує динамічність навантаження і умови роботи шліцевого з'єднання.

$K_{ш}$	$n_B < 80$	$80 < n_B < 250$	$n_B > 250$
	1,9	2,3	2,6

Порядок проектування шліцьового з'єднання. З наведених вище розрахунків і конструктивних міркувань заздалегідь визначають діаметр ділильної окружності шліцьового з'єднання:

$$D_{до} = m \cdot Z_{HM}.$$

Задаючи в межах, що рекомендуються, модуль зубчастого з'єднання, можна визначити необхідне число зубів. Менші значення модулів слід застосовувати для малих обертових моментів, які передає муфта. Слід мати на увазі також те, що в дисках, рухомих в барабані, робочими є лише половина зубів, оскільки інша їх половина збігається з вентиляційними отворами.

Знаходимо значення напруження зминання і порівнюємо з тим, що допускається. Якщо розрахункове напруження менше або дорівнює такому, що допускається, то всі заздалегідь визначені параметри можна вважати остаточними. Якщо ж значення більше допустимого, то, в першу чергу слід збільшити модуль передачі, потім збільшити ширину шліца.

6.2.8. Визначення габаритних розмірів пневмоциліндра

Призначення пневмоциліндра – створити потрібний тиск на диски, що забезпечує передачу заданого моменту, що крутить. Для визначення габаритних розмірів пневмоциліндра необхідно знати робочий тиск в пневмережі цеху P .

Слід розрізняти пневматичні муфти, які працюють відокремлено від гальм, і ті, що заблоковані з гальмами. Робочий тиск повітря в мережі $p = 0,55...0,6 \text{ МПа}$.

Для консольних пневматичних муфт зусилля, яке створює натискний пневмоциліндр, визначається за формулою:

$$Q_{ц} = \frac{\pi \cdot (D_3^2 - D_{вн}^2)}{4} \cdot p, \quad (6.24)$$

де D_3 – зовнішній діаметр,

$D_{вн}$ – внутрішній діаметр пневмоциліндра.

Воно витрачається на подолання зусилля стиснення відвідних пружин, зусилля притискання натискного диску до веденого, сили тертя в шліцах

$$Q_{\text{ц}} = Q_{\text{см}} + Q_{\text{нр}} + Q_{\text{тр}}, \quad (6.25)$$

де $Q_{\text{ст}}$ – зусилля стискання пружин;

$Q_{\text{нр}}$ – зусилля, що притискує натискний диск до веденого, щоб забезпечити роботу муфти та передати обертовий момент Mm ;

$Q_{\text{тр}}$ – сила тертя в шліцах.

Зусилля стиснення пружини знаходимо з формули:

$$Q_{\text{см}} = \frac{\pi \cdot (D_3^2 - D_6^2)}{4} \cdot p_1, \quad (6.26)$$

де $p_1 = 0,03$ МПа – тиск, який залишається після випуску стислого повітря.

Зусилля тертя в шліцах знаходимо з формули:

$$Q_{\text{тр}} = 0,1Q = 0,01p \cdot F_n. \quad (6.27)$$

Враховуючи, що момент, який передає муфта, визначається за формулою:

$$M_m = K_m \cdot M_B = K_m \cdot f \cdot Q_{\text{нр}} \cdot R_{\text{ср}} \cdot m,$$

де $R_{\text{ср}}$ – середній радіус тертя

$$R_{\text{ср}} = \frac{R_3^M + R_{\text{вн}}^M}{2},$$

K_m – коефіцієнт запасу зчеплення (K_m приймають у межах 1,1... 1,3).

Визначимо зусилля притискання дисків:

$$Q_{\text{нр}} = \frac{K_m \cdot M_B}{f \cdot R_{\text{ср}} \cdot m}. \quad (6.28)$$

Підставимо значення зусиль в формулу (6.25):

$$p \cdot F_{\text{п}} = P_1 \cdot F_{\text{п}} + 0,1 \cdot P \cdot F_{\text{п}} + \frac{K_m \cdot M_B}{f \cdot R_{\text{ср}} \cdot m} \quad (6.29)$$

З рівняння (6.29) визначимо площу поршня циліндра:

$$F_{\text{п}} = \frac{K_m \cdot M_B}{(0,9 \cdot P - P_1) \cdot f \cdot R_{\text{ср}} \cdot m}. \quad (6.30)$$

Діаметр суцільного поршня:

$$D_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{п}}}{\pi}} = 1,13\sqrt{F_{\text{п}}}. \quad (6.31)$$

При розрахунку кільцевого поршня необхідно спочатку задати зовнішній діаметр, тоді внутрішній діаметр d_{Π} визначається з виразу

$$d_{\Pi} = \sqrt{D_{\Pi}^2 - 1,27 F_{\Pi}} \quad (6.32)$$

Якщо внутрішній діаметр поршня лімітується, то зовнішній діаметр поршня знаходять з виразу:

$$D_{\Pi} = \sqrt{1,27 F_{\Pi} + d_{\Pi}^2} . \quad (6.33)$$

Діаметри D_{Π} і d_{Π} округляються у відповідності з нормами на ущільнення з ГОСТ. Після округлення розмірів встановлюється нова площа поршня

$$F_{\Pi} = \frac{\pi}{4} (D_{\Pi}^2 - d_{\Pi}^2) \quad (6.34)$$

Повний хід поршня визначають з формули, мм:

$$h_{\Pi} = \Delta h + (2...3), \quad (6.35)$$

де Δh – ресурсне зношення.

6.2.9. Розрахунок пружин системи включення муфт

Робоче зусилля стискання однієї пружини знаходять з виразу, Н

$$P_{np} = \frac{p_1 \cdot F_{\Pi}}{m} . \quad (6.36)$$

Кількість пружин задається. Рекомендований ряд: 6, 9, 12, 16, 18 и т.п.

При виборі числа пружин потрібно враховувати, що зусилля P_{np} по можливості не повинно перевищувати 2000 Н. В цьому випадку забезпечуються оптимальні розміри та вага пружини.

6.3. Гальма

6.3.1. Проектування та розрахунок пневматичних дискових гальм

Гальма в механізмі приводу призначені для зупинки повзуна у крайньому верхньому положенні при нормальній роботі або найшвидшої зупинки в будь-якому положенні при аварійній ситуації. Для зупинки потрібно погасити кінетичну енергію всіх деталей, які приводяться в рух після включення муфти.

За умов енергетичного балансу визначимо момент гальмування. Відбувається поглинання кінетичної енергії ведених частин елементами фрикційних гальм [1].

Кінетична енергія деталей, які зупиняють гальма, визначається з виразу:

$$A_E = \frac{I_{np} \cdot \omega_B^2}{2}, \quad (6.37)$$

де $\omega_B = \frac{\pi}{30}$ – кутова швидкість вала, на якому встановлені гальма,

I_{np} – приведений момент інерції рухомих частин до вала гальм.

Робота, яка виконується гальмами в процесі гальмування, визначається з виразу:

$$A_{гальм} = M_{г} \cdot \varphi_{г} \cdot i, \quad (6.38)$$

де $M_{г}$ – момент гальмування, Нм;

$\varphi_{г}$ – кут повороту вала гальм від початку до кінця гальмування, рад.;

i – передавальне відношення між кривошипним валом та валом гальм.

З умов енергетичного балансу кінетична енергія рухомих ведених частин дорівнює енергії гальмування:

$$A_E = A_{г} \quad (6.39)$$

Визначимо момент гальмування, який необхідний для зупинки рухомих частин при оптимальному куті гальмування $\varphi_{г} = 10...15^\circ$ (в формулу 6.40 підставляти в радіанах):

$$M_{г} = \frac{I_{np} \cdot \omega_B^2}{2\varphi_{г} \cdot i}. \quad (6.40)$$

Момент гальмування, який створюється при включенні дискових гальм з накладками, визначається з формули:

$$M_{г(т)} = q \cdot f \cdot \frac{2\pi}{3} \cdot (R_3^3 - R_{вн}^3) \cdot m, \quad (6.41)$$

де $M_{г(т)}$ – момент, який може передати m поверхонь;

R_3 – зовнішній радіус накладки;

$R_{вн}$ – внутрішній радіус накладки.

Момент гальмування при використуванні вставок замість фрикційних накладок визначимо з такої формули

$$M_z = q \cdot f \cdot 2 \cdot F_1 \cdot Z \cdot R_{cp}, \quad (6.42)$$

де F_1 – бокова площа вставки;

Z – кількість вставок, приймаємо, що $Z = 6 \dots 8 \dots 12 \dots 16$.

Розрахунок системи включення гальм. Для консольних гальм зусилля, яке створює натискний пневмоциліндр, визначається за формулою:

$$Q_u = \frac{\pi \cdot (D_3^2 - D_{en}^2)}{4} \cdot p, \quad (6.43)$$

де D_3 – зовнішній діаметр,

D_{en} – внутрішній діаметр пневмоциліндра.

Воно витрачається на подолання зусилля стиснення пружин, які створюють момент гальмування, та сили тертя в шліцах

$$Q_u = Q_{cm} + Q_{mp}, \quad (6.44)$$

де Q_{cm} – зусилля стиснення пружин,

Q_{mp} – сила тертя в шліцах.

Зусилля стискання пружин знаходимо з формули:

$$Q_{cm} = \frac{M_z}{f \cdot R_{cp} \cdot m} + p_1 \cdot F_n + 0.1p \cdot F_n, \quad (6.45)$$

де M_z – момент гальмування,

f – коефіцієнт тертя,

m – кількість поверхонь тертя,

$p_1 = 0,03$ – тиск, який залишається після випуску стислого повітря, МПа;

$p = 0,55 \dots 0,6$ – робочий тиск повітря в мережі, МПа;

F_n – площа поршня.

Зусилля тертя в шліцах знаходимо за формулою:

$$Q_{mp} = 0,1Q = 0,1p \cdot F_n. \quad (6.46)$$

Підставимо значення зусилля стискання пружин (6.45) в формулу (6.44):

$$p \cdot F_n = p_1 \cdot F_n + 0.1 \cdot p \cdot F_n + \frac{M_z}{f \cdot R_{cp} \cdot m} + 0,1pF_n \quad (6.47)$$

З рівняння (6.46) визначимо площу поршня циліндра:

$$F_{\Pi} = \frac{M_F}{(0.8 \cdot p - p_1) \cdot f \cdot R_{cp} \cdot m} . \quad (6.48)$$

При суцільному поршні його діаметр:

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4F_{\Pi}}{\pi}} = 1,13\sqrt{F_{\Pi}} . \quad (6.49)$$

При кільцевому поршні необхідно спочатку задати зовнішній діаметр, тоді внутрішній d_{Π} визначається з виразу

$$d_{\Pi} = \sqrt{D_{\Pi}^2 - 1,27F_{\Pi}} . \quad (6.50)$$

Якщо внутрішній діаметр поршня лімітується, то зовнішній діаметр поршня знаходять з виразу:

$$D_{\Pi} = \sqrt{1,27F_{\Pi} + d_{\Pi}^2} \quad (6.51).$$

Діаметри D_{Π} і d_{Π} округляються у відповідності з нормами на ущільнення з ГОСТ. Після округлення розмірів встановлюється нова площа поршня

$$F_{\Pi} = \frac{\pi}{4} (D_{\Pi}^2 - d_{\Pi}^2) . \quad (6.52)$$

6.3.2. Розрахунок системи включення гальм, заблокованих з муфтою

Для гальм, заблокованих з муфтою (рис. 6.4), зусилля, яке створює натискний пневмоциліндр, визначається за формулою (6.43). Воно витрачається на подолання зусилля стиснення пружин, які створюють момент гальмування, та сили тертя в шліцах

$$Q_{\Sigma} = Q_{cm} + Q_{mp} + Q_{np} , \quad (6.53)$$

де Q_{cm} – зусилля стискання пружин,

Q_{mp} – сила тертя в шліцах,

Q_{np} – зусилля, що притискає натискні диски до ведених, щоб забезпечити роботу муфти та передати обертовий момент M_m ,

Зусилля стискання пружин знаходимо з формули (6.45).

Зусилля притискання знаходимо з формули:

$$Q_{np} = \frac{M_m}{f \cdot R_{cp} \cdot m} \quad (6.54)$$

Підставимо вирази (6.43), (6.45) та (6.54) в (6.53):

$$F_n p = \frac{M_z}{f \cdot R_{cp} m_z} + p_1 \cdot F_n + 0,1 p \cdot F_n + \frac{M_m}{f \cdot R_{cp} m_m} + 0,1 p F_n, \quad (6.55)$$

де m_z, m_m – кількість поверхонь тертя у гальм та у муфти відповідно.

З рівняння (6.54) визначимо площу поршня циліндра:

$$F_{\Pi} = \frac{M_{\Gamma}}{(0,8p - p_1) f R_{cpz} m_z} + \frac{M_m}{(0,8p - p_1) f R_{cpm} m_m}. \quad (6.56).$$

Для зблокованих гальм з муфтою (див. рис. 6.4) використовують кільцевий циліндр, тому розрахунки діаметрів поршня та циліндра проводимо по формулам (6.50) та (6.51).

6.3.3. Стрічкові гальма

Гальмування рухомих частин в кривошипних пресах відбувається за рахунок зчеплення фрикційної пари. В якості такої фрикційної пари в стрічкових гальмах використовують барабан з фрикційною стрічкою, що дає можливість зчеплення частин приводу, які обертаються, з нерухомою частиною преса – станиною. Конструкцію стрічкових гальм, які керуються кулачком, використовують в парі з жорсткими чи фрикційними муфтами, що керуються механічно. Більш потужні гальма мають пневматичне керування (рис. 6.7) [2, 6]. Гальма складаються з литого сталюого барабану 1, сталюї стрічки 2, з наклепаними фрикційними накладками, пневматичного циліндру 4 з поршнем 7 та пружини 5. Кінець стрічки, що набігає, закріплений через кронштейн 3 на станині, а той, що збігає – закріплений через регулювальну гайку до штоку 6 пневмоциліндра.

Вони використовуються в ГKM і невеликих КПШП, а також в універсальних пресах. Позитивним є добре охолодження барабану гальмування.

Негативним в використанні стрічкових гальм є збільшення кутів гальмування в порівнянні з універсальними дисковими:

$\alpha_r = 10-15^\circ$ – універсальні дискові гальма;

$\alpha_r = 20\text{--}30^\circ$ – стрічкові в ГKM.

В пресах з великими зусиллями використовується склепана стрічка. Гальма нормально замкнуті під дією сили пружини. В гальмах з пневматичним розгальмуванням при впуску повітря в циліндр пружина стискається, натяг стрічки зменшується і гальма розгальмовуються. Випуск повітря приводить до натягу сталеної стрічки з фрикційними накладками та гальмуванню.

Включення гальм періодичної дії повинно незначно запізнюватися по відношенню до виключення муфти, в іншому разі гальма будуть перегріватися, а це може стати причиною швидкого зношування фрикційних накладок. З іншої сторони, включення гальм повинно випереджати займання валом положення вистою, щоб кінетична енергія рухомих частин була погашена до моменту повороту вала з гальмівним барабаном на потрібний кут гальмування.

Момент гальмування стрічкових гальм визначається за формулою:

$$M_z = 28,65 I_{np} \omega_z^2 / (i_z \alpha_z), \quad (6.57)$$

де I_{np} – момент інерції ведених деталей привода, який приведений до вала гальм;

α_r – кут повороту вала гальм від початку до кінця гальмування;

i – передавальне число від вала гальм до кривошипного вала;

ω_r – кутова швидкість вала гальм.

При проектуванні стрічкових гальм необхідно прийняти діаметр барабану та його ширину в межах $B = (0,30 \dots 0,42) D_{\phi}$. Потім визначаємо зусилля на кінці смуги, що збігає, величина якого обумовлена дією моменту гальмування:

$$S_{зб} = \frac{57,3 I_{в.м.} \omega_z^2}{D_{\phi} B (e^{f\alpha} - 1) \alpha_z}. \quad (6.58)$$

При проектуванні стрічкових гальм зі суцільною стрічкою момент тертя можливо визначити з виразів

$$\begin{aligned} M_T &= S_{зб} (e^{\mu\alpha} - 1) R; \\ S_{нб} &= S_{зб} e^{\mu\alpha}, \end{aligned} \quad (6.59)$$

де $S_{зб}$, $S_{нб}$ – зусилля натягу на збігаючому та набігаючому кінцях стрічки;

R – радіус гальмівного шківу;

μ – коефіцієнт тертя;

α – кут охопту стрічкою шківу (рад).

Тиск на набігаючому кінці гілки згідно [10] дорівнює

$$q_{\max} = \frac{2S_{\text{сб}} e^{\mu\alpha}}{DB}, \quad (6.60)$$

де D , B – діаметр шківу и ширина стрічки.

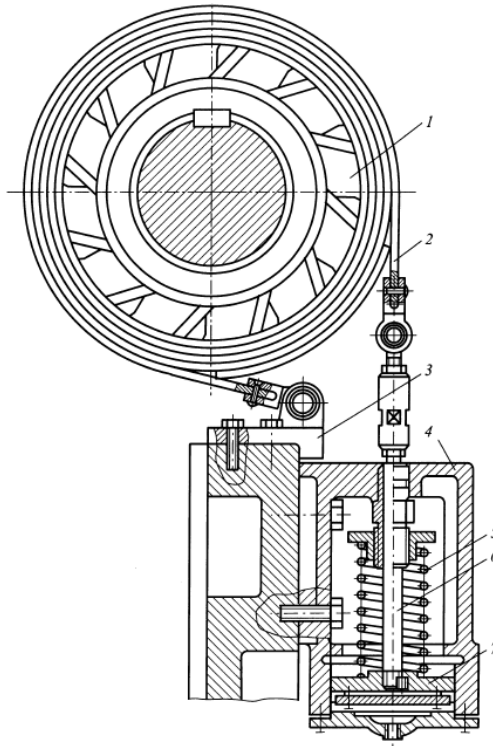


Рис. 6.7. Стрічкові гальма ГKM

Питання для самоконтролю

1. Наведіть особливості конструктивного виконання дискових фрикційних муфт кривошипних пресів.
2. Наведіть особливості конструктивного виконання гальм кривошипних пресів.
3. Як визначити обертовий момент, який має передавати муфта?
4. Як визначити обертовий момент, який має передавати гальмо?
5. Як визначити розміри кільця тертя дисків муфти?
6. Як визначити розміри кільця тертя дисків гальма?
7. Які особливості розрахунку системи включення гальм, заблокованих з муфтою?
8. Наведіть особливості розрахунку стрічкових гальм.

7. ОСНОВНІ ВУЗЛИ І ДЕТАЛІ КРИВОШИПНОГО ПРЕСА

7.1. Вузол повзуна

Вузол повзуна включає повзун, шатун, верхній виштовхувач, механізм регулювання закритої висоти, запобіжник від перевантаження, врівноважувач ваги повзуна.

Згідно [5, 12] конструкції повзунів поділяють за такими ознаками:

- *кількість шатунів підвіски* – одно- і багатошатунні;
- *спосіб підвіски до шатуна* – безпосередньо або через проміжний плунжер (рис. 7.1);
- *конструкція шатуна* – з регульованою або незмінною довжиною (рис. 7.1);
- *форми корпусу повзуна* – призматичний повзун, повзун коробчастої форми і повзун з додатковим відростком (хоботом) (рис. 7.3);
- *спосіб з'єднання шатуна з повзуном* – кульовим або циліндричним підшипником.

Конструкції шатунів кривошипних машин [12] вказані на рис. 7.1. Шатуни постійної довжини розрізняються за конструкцією верхньої (діаметр d_A) та нижньої (d_B) голівок. Верхні головки бувають нероз'ємними (схема *а*) та роз'ємними (схеми *б*, *г*), а нижні тільки нероз'ємними. На схемі *д* передача зусилля від шатуна на повзун відбувається через зовнішню поверхню нижньої голівки, а на схемах *е*, *ж* – через внутрішню за допомогою пальця. Шатуни змінної довжини встановлюють в відкритих листоштампувальних пресах (схема *з*) та гарячештампувальних пресів (схеми *и–л*). Довжину шатуна регулюють викручуванням стержня шатуна з корпусу верхньої голівки. Тому нижня голівка повинна мати сферичну поверхню. Довжина шатуна за схемою *и* змінюється з поворотом ексцентрикової втулки верхньої голівки шатуна, на схемі *л* – при повороті ексцентрикового пальця. Шатуні, які вбудовані в повзуни, виконуються у вигляді повзунки куліси (схеми *м*), короткого шатуна (схема *н*), круглої шайби (схема *о*).

Шатуни спеціального виконання використовують в гарячештампувальних пресах (схема *п*), в середніх та важких багатокривошипних

листоштампувальних пресах часто використовують плунжерну підвіску (схема *p*).

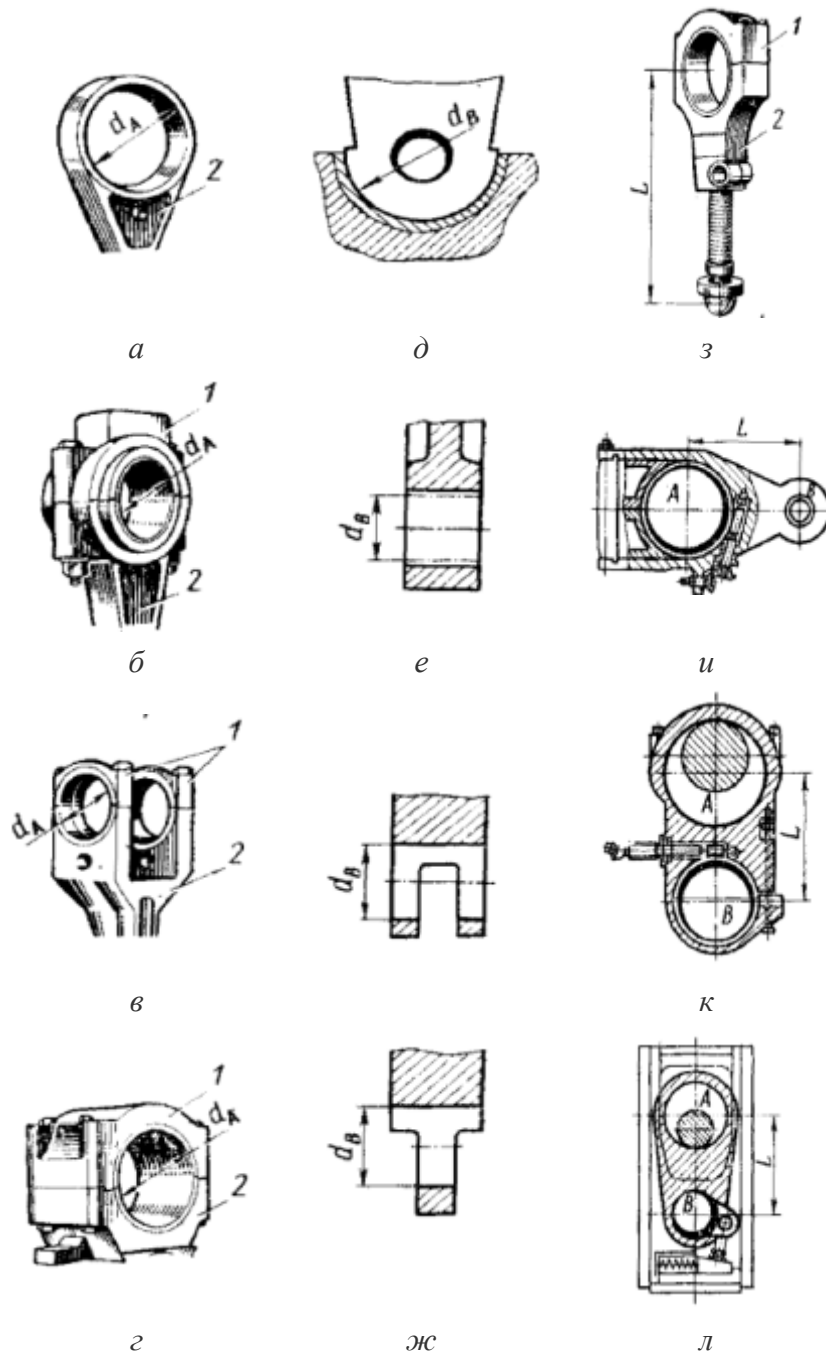


Рис. 7.1. Класифікація шатунів: *a, б, в, г* – верхня головка постійної довжини; *д, е, ж* – нижня головка постійної довжини; *з, и, к, л* – нижня головка змінної довжини; *1* – кришка шатуна, *2* – корпус шатуна, *3* – плунжер.

В кривошипних машинах використовують різні конструкції повзунів [12] (табл. 7.2). Найбільш прості за конструкцією повзуни мають винесені за межі їх тіла *1* напрямні *2*, їх використовують для однокривошипних відкритих

(схеми *а, в*) та двокривошипних (схема *в*) листоштампувальних пресів зусиллям до 2 МН і деяких горизонтальних автоматів (схеми *з, д*).

Повзуни в однокривошипних пресах зусиллям 2–25 МН для листового штампування (схема *е*), об'ємного штампування (схема *л*), закритих багатокривошипних листоштампувальних пресах простої дії (схеми *з, и*) мають напрямні на тілі повзуна. Повзуни рамного типу (схеми *к–о*) мають подовжені напрямні та використовуються для машин, до яких пред'являють підвищені вимоги точності. Повзуни з додатковими напрямними 4, які винесені на хобот 3, і основними напрямними 2, які знаходяться на тілі 1 повзуна, використовують в горизонтальних багатопозиційних автоматах з горизонтальним (схема *п*) и вертикальним (схема *р*) розташуванням позицій штампування на пресах для холодного та гарячого штампування (схема *с*), гарячештампувальних пресах (схеми *т, у*). Збірні повзуни (схеми *ф, х*) встановлюють в одно- та двокривошипних пресах подвійної дії. Зовнішній повзун 5 використовують для притиску заготовки, внутрішній 6 – для витягування.

Підвіска повзуна на одному шатуні здійснюється при малих відхиленнях центру тиску штампа щодо вісі підшипника з'єднання шатуна з повзуном. Конструкція повзуна одностійкового преса показана на рис. 7.2.

Чавунний корпус 5 встановлено в напрямних 1. Для регулювання зазорів використовується права напрямна, яка є рухливою. Затиск хвостовика штампа здійснюється призмами 3 та 4. Планка верхнього виштовхувача 6 встановлена в пазу корпусу повзуна і при ході вгору для здійснення виштовхування впирається в гвинти 2, положенням яких регулюється початок перебігу верхнього виштовхувача. Шатун преса складається з гвинта 9 і корпусу шатуна 10, який виконує роль гайки. Довжина шатуна регулюється обертанням гвинта 9 з подальшою фіксацією за допомогою сухарів з різьбою 11. Шатун з повзуном, з'єднані за допомогою нижньої кульової головки гвинта 9 і підп'ятника 8, утворюють кульову цапфу. Корпус підп'ятника 8 спирається на чашковий запобіжник 7, що має ламатися при перевантаженні.

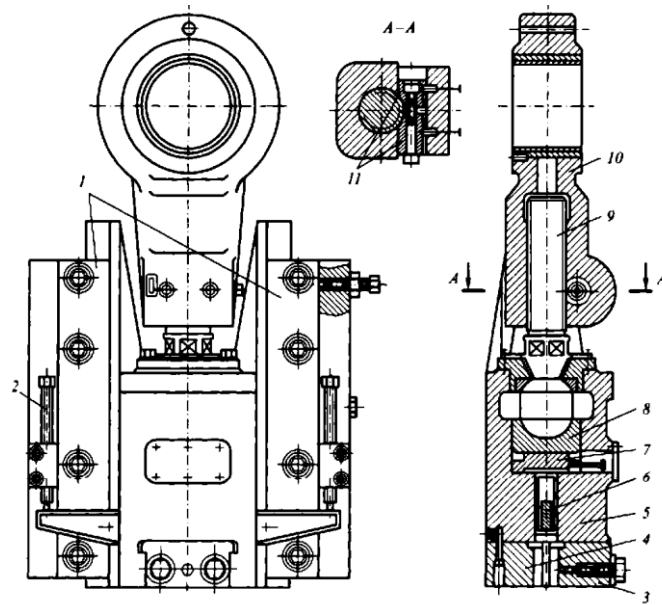


Рис. 7.2. Конструкція з'єднання шатуна з повзуном з використанням кульового підшипника

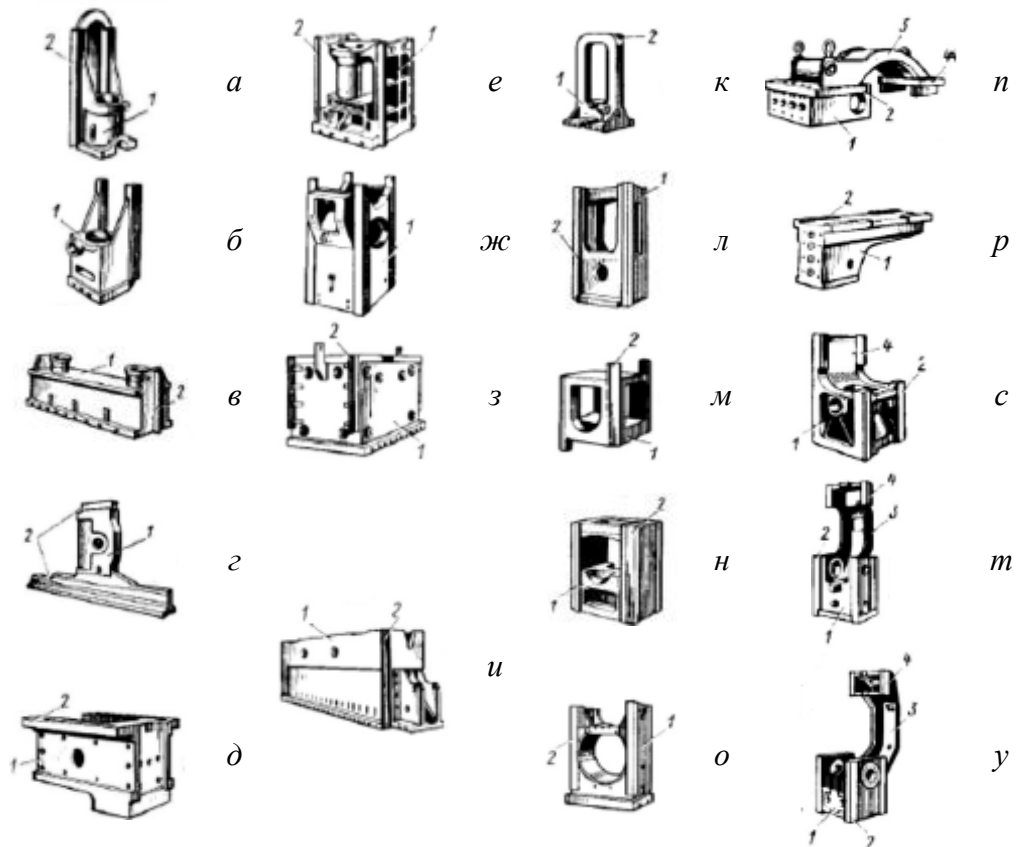


Рис. 7.3. Повзуни кривошипних машин: а, б, в, г, д – з винесеними напрямними; е, ж, з, и – з напрямними на тілі повзуна; к, л, м, н, о – рамні; п, р, с, т, у – з додатковими напрямними

Перевірочний розрахунок шатуна виконується з врахуванням спільної дії стискуючої сили і моменту, що вигинає. При цьому слід розглянути спрощену розрахункову схему шатуна (рис. 7.6). В реальному кривошипно-повзунному

механізмі він навантажений вздовж дотичної до кіл тертя силою P_{AB} , яка складається з вертикальної P_{AB}^B та горизонтальної P_{AB}^C (див. рис. 7.6):

$$\sigma = \left[\frac{P_{AB}^B}{F_X} + \frac{M_X}{W_X} \right] \leq [\sigma].$$

Для середніх та крупних пресів використовують (рис. 7.4) пальцеве з'єднання шатуна з повзуном

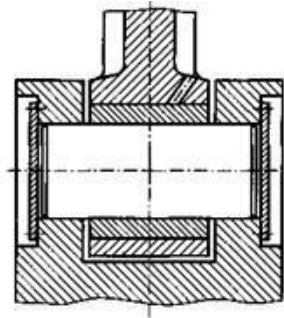


Рис.7.4. Пальцеве з'єднання шатуна з повзуном для середніх та крупних пресів

У більшості конструкцій пресів здійснюється безпосередня підвіска повзуна до ведучих кривошипів. В листоштампувальних пресах з повною герметизацією приводу повзун підвішують до шатунів через проміжні плунжери (рис. 7.5).

Перевагою такої конструкції є, по-перше, повне розвантаження від горизонтальних сил та, по-друге, те, що блочне виконання вузла привода разом з траверсою забезпечує ідентичність координат точок підвіски повзуна.

Розглянемо схему навантаження шатуна (рис. 7.6) за умов з'єднання шатуна з повзуном кульовим підшипником [5].

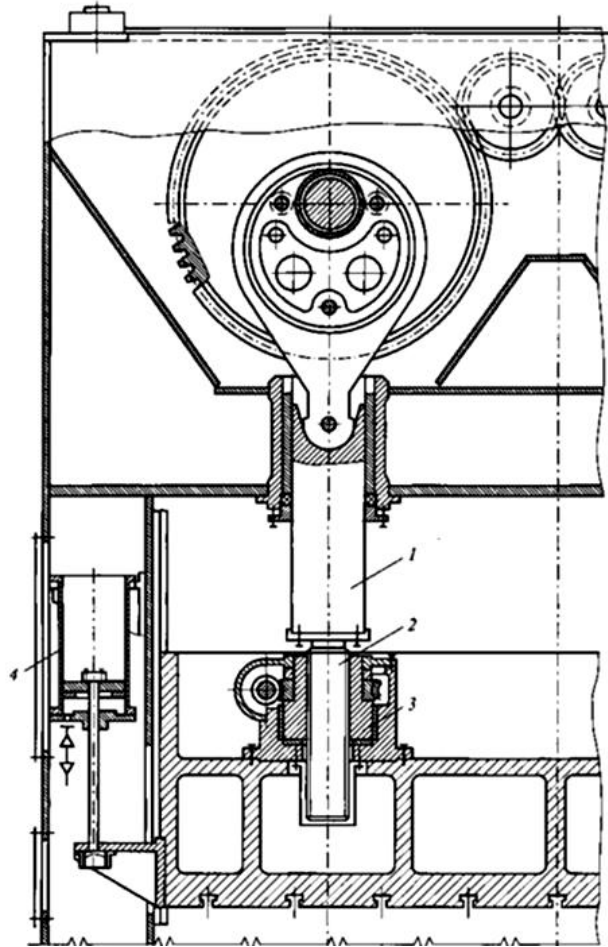


Рис. 7.5. Конструктивна схема підвіски повзуна до шатунів: 1 – проміжні плунжери; 2 – гвинт; 3 – гайка; 4 – врівноважувальний циліндр

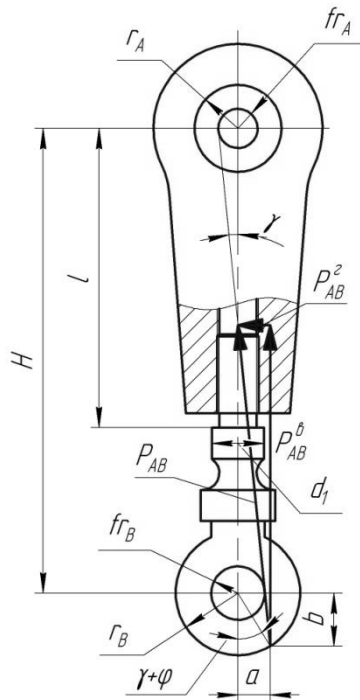


Рис. 7.6. Схема навантаження шатуна

Сумарний момент згину складається з двох компонент, які визначаються вертикальною та горизонтальною складовими сили P_{AB} :

$$M_z = M_{z_1}^e + M_{z_2}^e = P_{AB}^e a + P_{AB}^e (e + x), \quad (7.1)$$

де $P_{AB}^e = P_{AB} \cos \gamma$;

$$P_{AB}^e = P_{AB} \sin \gamma ;$$

$$a = r_B \sin(\gamma + \varphi) ;$$

$$b = r_B \cos(\gamma + \varphi), \text{ див. рис. 7.6.}$$

$$M_z = P_{AB} (r_B \sin \varphi - x \sin \gamma). \quad (7.2)$$

Якщо врахувати, що

$$\sin \gamma = \frac{f(r_A + r_B)}{L} ;$$

$$\sin \varphi = \frac{\rho_B}{r_B} = \frac{f r_B}{r_B} = f ,$$

отримаємо вираз

$$M_z = P_{AB} f (r_B - X \frac{r_A + r_B}{L}), \quad (7.3)$$

де f – коефіцієнт тертя;

r_A, r_B – радіуси шарнірів А та В;

L – довжина шатуна;

X – відстань, яка відраховується від вісі шарніра В вздовж вісі шатуна.

Існує така відстань X_0 , коли $M_z = 0$.

Найдемо X_0 за умов $X_0 \frac{r_A + r_B}{L} = r_B$:

$$X_0 = \frac{L r_B}{r_A + r_B}. \quad (7.4)$$

В цьому перетині розташовують ті елементи, які ослабляють конструкцію (отвори, проточки).

При $\beta \leq 10^\circ$:

$$N_\Gamma = P_d \operatorname{tg}(\beta + \gamma) \quad (7.7)$$

При $\beta = 0^\circ$:

$$N_\Gamma = P_d f \frac{r_A + r_B}{L} \quad (7.8)$$

Розглянемо розрахунок для двох випадків.

1. Для з'єднання повзуна з шатуном кульковою опорою:

$$M = N_\Gamma \left(\frac{L_H}{2} - b - y_B \right) + P_d x_\Gamma, \quad (7.9)$$

де L_H – довжина напрямних;

b – відстань від центру шарніра до верхнього краю напрямних.

$$x_\Gamma = r_B [\sin(\beta + \gamma) + f], \quad (7.10)$$

де β – кут повороту шатуна;

γ – кут між віссю шатуна і дотичною до кіл тертя:

$$y_B = r_B \cos(\beta + \gamma). \quad (7.11)$$

2. Для з'єднання повзуна з шатуном пальцем:

$$M = N_\Gamma \left(\frac{L_H}{2} - b + y_B \right) + P_d x_\Gamma; \quad (7.12)$$

$$x_\Gamma = r_B [\sin(\beta + \gamma) - f]; \quad (7.13)$$

$$y_B = r_B \cos(\beta + \gamma). \quad (7.14)$$

Питомі зусилля на напрямних:

а) від зусилля $N = N_r$

$$p_N = \frac{N_\Gamma}{L_H a}; \quad (7.15)$$

б) від моменту M

$$p_M = \frac{6M}{L_H^2 a}; \quad (7.16)$$

$$p_M / n = [p_M / n], \quad (7.17)$$

де a – ширина напрямних, $n = \frac{L_H}{B}$.

Сумарне питоме зусилля

$$P_{\max} = P_N + P_M. \quad (7.18)$$

Максимальне питоме зусилля визначає зношування напрямних. Припустиме питоме зусилля для напрямних $[p] = 3,5 \text{ МПа}$ для бронзових планок та $[p] = 2 \text{ МПа}$ для чавунних та текстолітових планок.

7.2. Станини

По розташуванню відносно горизонталі преси та їхні станини поділяються на вертикальні та горизонтальні. Горизонтальних пресів та станин набагато менше, чим вертикальних, Горизонтальними виконують практично всі холодновисаджувальні автомати, більшу частину автоматів для гарячого об'ємного штампування, горизонтально-кувальні машини. Для автоматів горизонтальна компоновка дозволяє раціональніше, ніж вертикальна, вирішити ряд проблем: – виключити динамічне врівноважування швидкісних виконавчих механізмів або спростити врівноважування завдяки низькому розташуванню центра мас конструкції, яке зменшує вібрації.

7.2.1. Станини відкритих пресів

За формою штампового простору станини розділяють на *відкриті*, які мають форму С-образного бруса (рис. 7.6) та *закриті*, які мають форму рами. Відкритими, як правило, виконують станини легких універсальних пресів з номінальним зусиллям $P_H < 2,5 \text{ МН}$.

Перевага відкритих станин – доступність штампового простору для встановлення, налагоджування, дрібного ремонту штампів та засобів механізації.

Їх основні недоліки у порівнянні з закритими станинами при однакових номінальних зусиллях, ході повзуна та масі преса – менша жорсткість, менша міцність та присутність, крім лінійної ще й кутової податливості штампового простору.

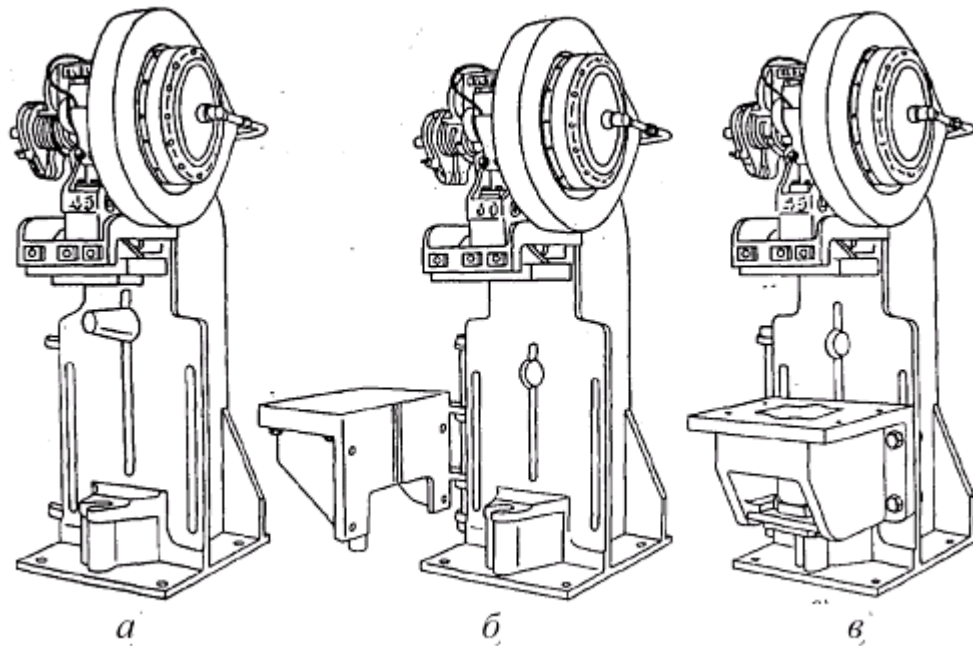


Рис. 7.6. Преси відкриті вертикальні ненахилиємі одностійкові зі складеною односекційною станиною, яка деформується по схемі кривого бруса:
а – з рогом; б, в – з поворотним столом

Вертикальні відкриті станини можуть бути одностійковими та двостійковими залежно від розташування головного вала: перпендикулярно фронту преса – одностійкові та паралельно – двостійкові. Переваги двостійкових в тому, що вони дозволяють подавати заготовки як вздовж, так і поперек фронту преса. В одностійкових подача умовно безперервних заготовок можлива вздовж фронту преса.

7.2.2. Станини закритих пресів

Станини закритих пресів за присутністю або відсутністю складених елементів можуть бути *цільними* чи *складеними*. За способом отримання заготовок станини діляться на *литі*, *зварні*, *зварювально-литі*. Для литих використовують чавуни типу СЧ 21-40, СЧ 24-44, СЧ 28-48, сталі типу 30Л, 35Л, 45Л. Зварні станини виготовляють з листового прокату марки Ст. 3, сталь 10. Більшість середніх та важких вертикальних пресів випускають зі зварними станинами (рис.7.7–7.10). Стальне лиття використовують для виготовлення відповідальних горизонтальних станин особливо складної форми, наприклад, станин ГKM (рис. 7.11).

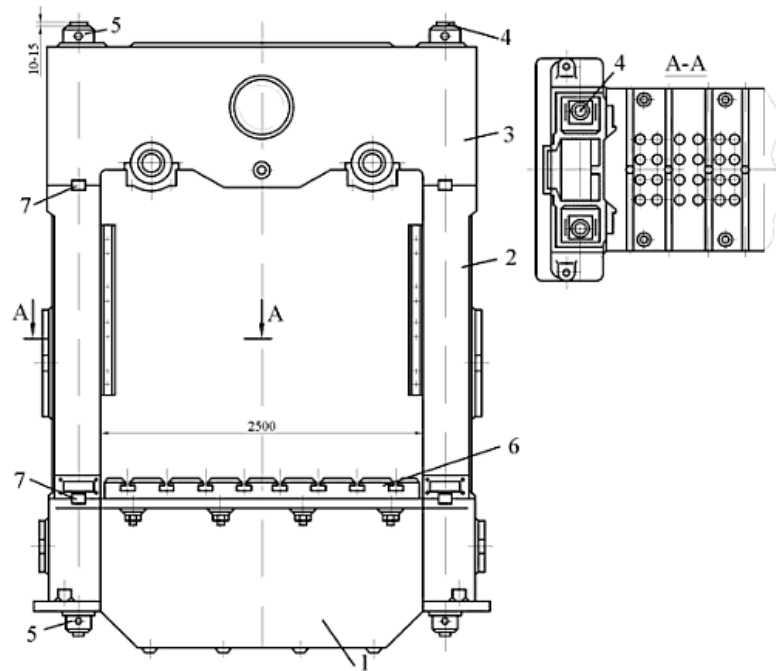


Рис. 7.7. Зварна станина вертикального закритого двокривошипного листоштампувального преса: 1 – нижня траверса зі столом; 2 – стойка; 3 – верхня траверса; 4 – стяжні стержні; 5 – гайки стяжних стержнів; 6 – підштамова плита; 7 – шпонки стійок

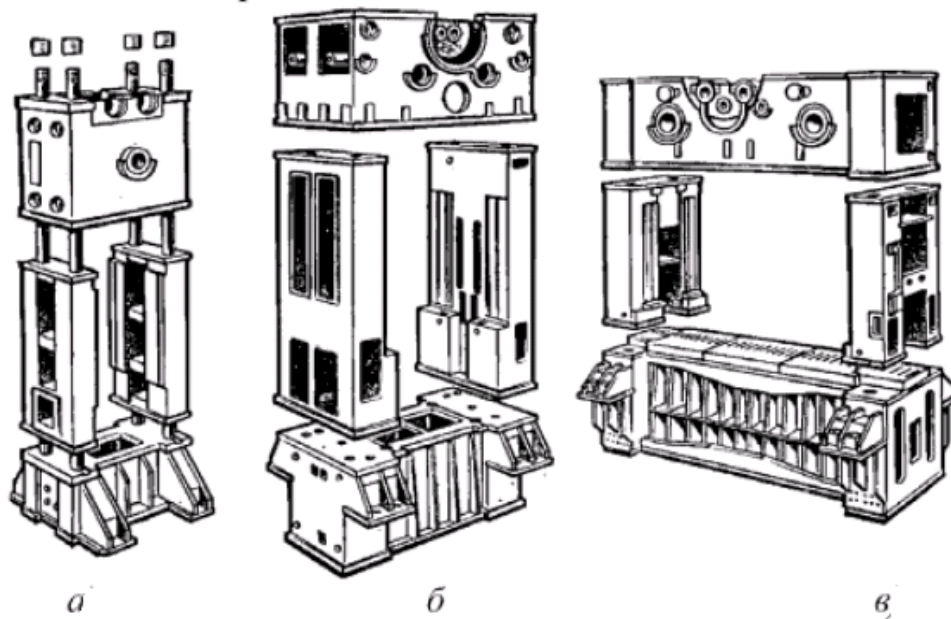


Рис. 7.8. Роз'ємні зварні станини закритих вертикальних листоштампувальних пресів:
 а – однокривошипного універсального преса К 2538; б – преса подвійної дії К 704;
 в – лонжеронного преса К005346

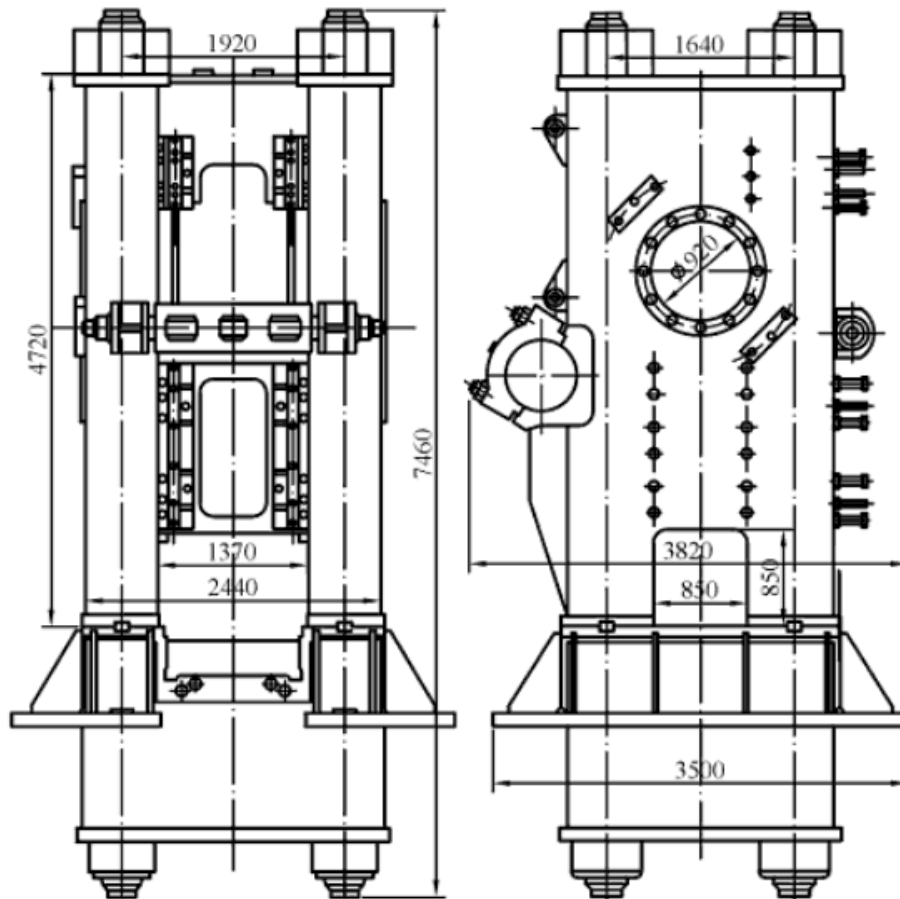


Рис. 7.9. Складена станина преса КГШП моделі К8544 зусиллям $P_H = 25$ МН

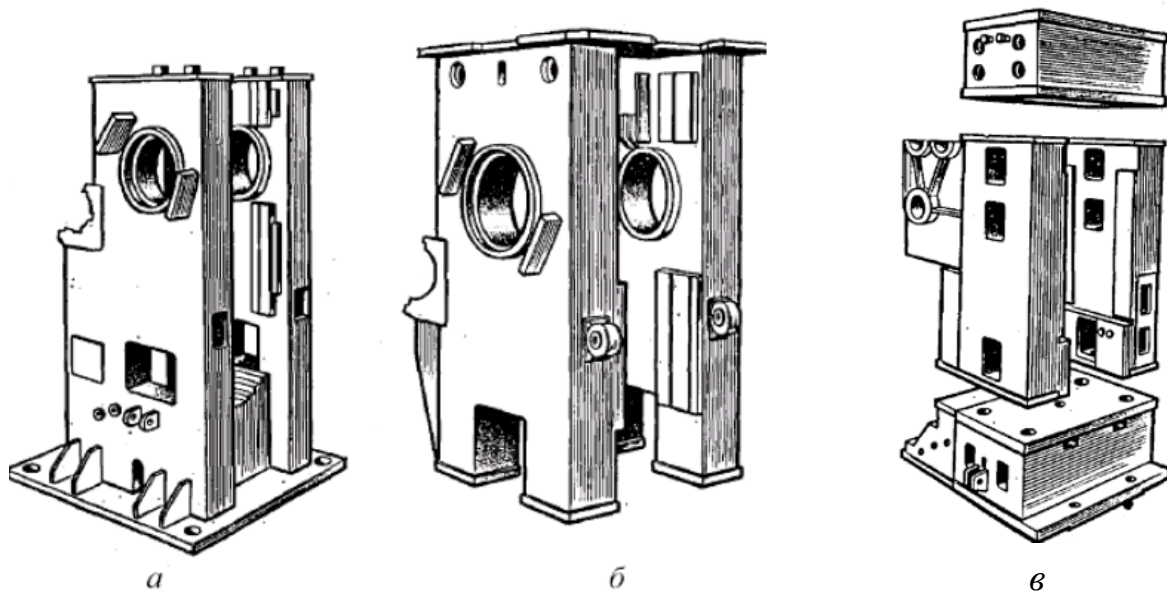


Рис.7.10. Зварна станина КГШП: *а* – суцільна станина преса К 840 $P_H = 10$ МН;
б – стійки роз'ємної станини преса К8544 $P_H = 25$ МН;
в – роз'ємна зварна станина карбувального преса



Рис. 7.11. Станини ГKM з верхнім роз'ємом

Більшість станин кривошипних пресів виконуються односекційними, але зустрічаються багатосекційні станини, які використовуються в багатопозиційних листоштампувальних автоматах. Горизонтальні станини ГKM є трьохсекційними: секція головного виконавчого механізму; секція затискного повзуна; секція бокового повзуна. Вони з'єднуються між собою стяжними шпильками (рис. 7.10).

По характеру деформування станини кривошипних пресів поділяються на ті, що деформуються складним шляхом, коли розрахункова схема станини приводиться до статично невизначеної, та на ті, що деформуються простим шляхом, коли розрахункова схема відноситься до викривленого бруса. У багатосекційних пресів схема навантаження більш складна, тому що існує декілька силових потоків (рис. 7.11).

7.2.3. Розрахунок та проектування станин

Розрахунок станини носить перевірочний характер. Їх розраховують на міцність та жорсткість. Розміри станини вибирають за експериментальними даними з умовою, щоб максимальні розрахункові напруження в небезпечних перетинах не перевищували припустимих, які мають низькі значення: для чавунних станин $[\sigma] = 0,1\sigma_u$, для сталевих зварених $[\sigma] = 0,2\sigma_s$, де σ_u – межа міцності при згині, σ_s – межа міцності при розтягу.

Розрахунок станин відкритих пресів. Станини відкритих пресів різного конструктивного виконання піддаються позацентровому навантаженню, в

результаті чого виникає перекіс напрямних повзуна відносно столу і, відповідно, перекіс повзуна.

Базовим перетином, розмірами якого задаються спочатку, є горизонтальний перетин на рівні робочої поверхні стола. Всі інші елементи станини проектують, виходячи з розмірів цього перетину. Розміри перетинів вибирають на основі емпіричних співвідношень.

Мінімальна площа перетину литих чавунних стійок визначається з формули

$$F_{\min} = k_c P_n \quad (7.19)$$

де k_c – коефіцієнт, що залежить від конструктивних особливостей станини, номінального зусилля преса (в кН) і a відстані від вісі повзуна до фронтальної стінки станини (в мм) (табл. 7.3).

Мінімальна площа перетину сталевих станини в 1,5...2 рази менше, ніж литої.

Таблиця 7.3 – Залежність коефіцієнта k_c від параметрів станини і преса

Станини	k_c при $a/\sqrt{P_n}$						
	8,0	9,0	10,0	11,2	12,5	14,0	16,0
Одностійкова	112	118	125	132	140	150	160
Двостійкова	100	106	112	118	125	132	140

Відкриті станини пресів розраховують по формулам для прямого бруса. Напруження розтягу в небезпечному перетині II–II (див. рис. 7.12, а) при центральному прикладенні зусилля

$$\sigma_p = Mh_p / (J + P_n / F), \quad (7.18)$$

де $M = P_n y_1$ – момент згину, МН м;

P_n – номінальне зусилля;

y_1 – відстань від лінії дії зусилля до центра ваги перетину, $h_p = y_1 - a$;

J – момент інерції перетину;

F – площа перетину станини.

Напруження стиску в небезпечному перетині

$$\sigma_p = -M(H - h_p) / (J + P_n / F). \quad (7.19)$$

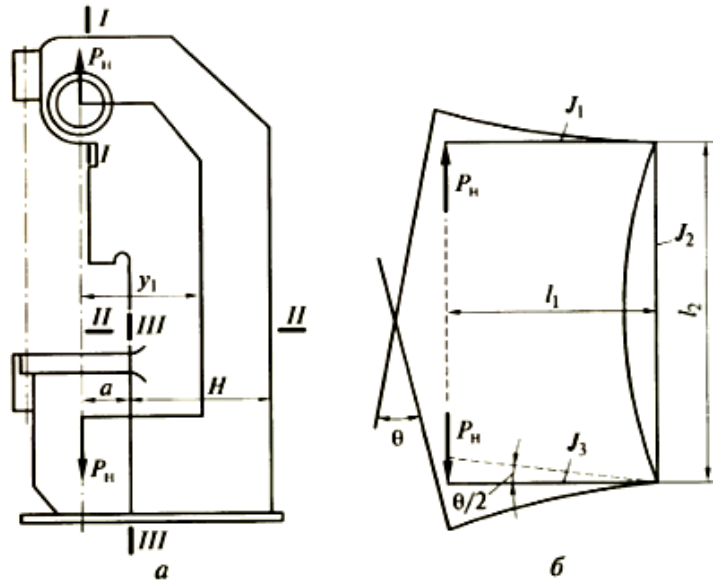


Рис. 7.12 – Розрахункова схема відкритої двостійкової ненахиляємої станини:

a – в вигляді бруса, *б* – в вигляді рами

Для визначення деформації відкритого преса у якості розрахункової схеми приймають раму (див. рис. 7.12, б). Для цієї схеми сумарне переміщення по лінії дії номінального зусилля, м,

$$\delta = \frac{P_n}{E} \left(\frac{l_1^3}{3J_1} + \frac{l_1^3}{3J_3} + \frac{l_1^2 l_2}{J_2} + \frac{l_2}{F_2} \right) + \frac{k P_n}{F_2} \left(\frac{l_1}{F_1} + \frac{l_1}{F_3} \right), \quad (7.20)$$

де l_1, l_2, l_3 – довжини ділянок рами, м;

E – модуль пружності при розтягненні, МПа;

I_1, F_1 – момент інерції, м^4 та площа поперечного перетину I-I, м^2 ;

I_2, F_2 – момент інерції, м^4 та площа поперечного перетину II-II, м^2 ;

I_3, F_3 – момент інерції, м^4 та площа поперечного перетину III-III, м^2 ;

k – коефіцієнт форми перетину, для суцільного прямокутного перетину $k = 1,2$, для повного прямокутного перетину $k = 1,7 \dots 2$,

G – модуль пружності при зсуві, МПа.

Кут повороту осі пуансона під час роботи преса (рис. 7.12, б)

$$\theta = \frac{P_n l_1^2}{2EI_1} + \frac{P_n l_1^2}{2EI_3} + \frac{P_n l_1 l_2}{EI_2}, \quad (7.21)$$

Розрахунок станин закритих пресів. Станина закритого типу є симетрично навантаженою плоскою системою [2]. Розрахунковим еквівалентом такої системи є рама з наведеними розмірами, в якій реальні

деталі замінені стержнями постійного перетину (рис. 7.13). Вісі стержнів співпадають з центрами тяжіння перетинів: траверси, стійок та стола. При розрахунку необхідно привести реакції опор головного вала до центрів тяжіння перетинів стійок, таким чином перенести сили $0,5P_{\text{ном}}$ на осьову лінію вертикальних стержнів рами. Перенесення компенсується моментом згину

$$M_{\text{ном}} = P_{\text{ном}} \frac{b-l}{4}, \quad (7.22)$$

де l – проміжок, який встановлений за умови, що сила від опорних цапф вала передається на втулки станини на $1/3$ відстані від її внутрішнього краю.

Жоден з силових факторів (момент згину M , поперечна Q та нормальна N сили) в перетинах рами не може бути визначений в зв'язку зі статичною невизначеністю. Подібну раму необхідно перевести в розряд статично визначених шляхом розрізу та введення додаткових силових факторів (рис. 7.13, а).

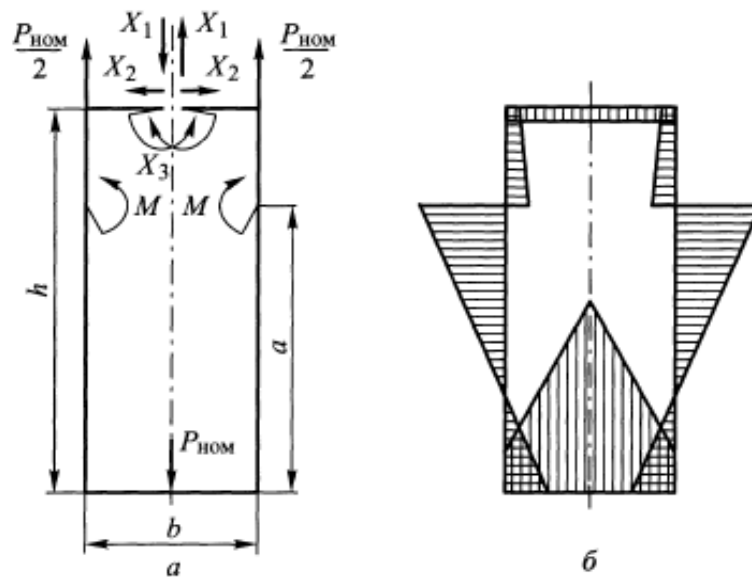


Рис. 7.13. Силові фактори, які діють на станину преса: a – сили, які діють в станині преса; $б$ – наближений вид епюри моментів згину

Використовуючи принцип незалежності дії силових факторів – деформований стан системи від декількох навантажень може бути визначений в результаті наложення станів від дії кожного навантаження окремо – можливо скласти рівняння переміщень для перетину, який розглядається.

Для задачі з потрійною невизначеністю ці рівняння в канонічній формі мають вид

$$\begin{aligned} X_1\delta_{11} + X_2\delta_{12} + X_3\delta_{13} + \Delta_{1p} &= 0; \\ X_1\delta_{21} + X_2\delta_{22} + X_3\delta_{23} + \Delta_{2p} &= 0; \\ X_1\delta_{31} + X_2\delta_{32} + X_3\delta_{33} + \Delta_{3p} &= 0, \end{aligned} \quad (7.23)$$

де X_1, X_2, X_3 – додаткові силові фактори: поперечна та повздовжня сили і момент згину,

δ_k – переміщення в напрямках дії додаткових силових факторів одиничної величини $X_k = 1$ (коефіцієнти канонічних рівнянь), $k = 1, 2, 3$;

Δ_{ip} – переміщення у напрямках дії додаткових силових факторів одиничної величини, що з’являються під дією зовнішніх навантажень.

При симетричному навантаженні $X_1 = 0, \delta_{12} = \delta_{21} = 0, \delta_{13} = \delta_{31} = 0$ система рівнянь приймає більш простий вигляд:

$$\begin{aligned} X_2\delta_{22} + X_3\delta_{23} + \Delta_{2p} &= 0; \\ X_2\delta_{32} + X_3\delta_{33} + \Delta_{3p} &= 0. \end{aligned} \quad (7.24)$$

Для плоских рам коефіцієнти δ_k та Δ_{ip} встановлюють з правила Верещагіна: для визначення δ_k необхідно площу епюри моментів згину F_k від додаткових силових факторів одиничної величини $X_k = 1$ помножити на ординату епюри під центром тяжіння цієї площі (M_i^0); для визначення Δ_{ip} необхідно площі епюр від діючих силових факторів помножити на ординати епюр моментів (M_i^0) від додаткових силових факторів $X_k = 1$ під центром тяжіння площі епюр від діючих силових факторів:

$$\delta_{ik} = \Sigma \frac{F_k M_i^0}{EI}; \quad \Delta_{ip} = \Sigma \frac{F_p M_i^0}{EI}. \quad (7.25)$$

Вирішення системи (7.24) дозволяє визначити X_2 і X_3 та побудувати кінцеву епюру моментів згину (один з варіантів вказаний на рис. 7.13, б).

Далі встановлюють найбільші напруження в небезпечних перетинах та порівнюють їх з припустимими:

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_{32}}{W} \leq [\sigma], \quad (7.26)$$

де N – сила розтягу або стиску, яка діє в небезпечному перетині;

F – площа перетину;

$M_{зг}$ – максимальний момент згину;

W – сумарний момент опору згину.

В разі розрахунку роз'ємних станин основною задачею є визначення параметрів затягнутого з'єднання. Сумарне зусилля попереднього затягування шпильок повинно бути більше номінального зусилля преса:

$$P_{зат} = \varphi_{зат} P_{ном}, \quad (7.27)$$

де $\varphi_{зат}$ – коефіцієнт затягування, $\varphi_{зат} = 1,3 \dots 1,4$ для листоштампувальних пресів простої дії та КГШП, $\varphi_{зат} = 1,5 \dots 1,6$ – для пресів для витягування подвійної дії, $\varphi_{зат} = 1,05 \dots 1,1$ – для карбувальних пресів.

При монтуванні преса шпильки вставляють в отвори в станині, після чого гайки закручують до вибору зазорів в стиках, потім наносять контрольні риски та відкручують гайки. Шпильки рівномірно прогрівують, внаслідок чого їхні довжини збільшуються. Гайки закручують до контрольної риски, а потім докручують на заданий кут повороту

$$\alpha_z = \frac{360(\delta_{\delta} + \delta_{cm})}{h}, \quad (7.28)$$

де δ_{δ} – розрахункове подовження шпильки, яке забезпечує заданий натяг,

$\delta_{ст}$ – розрахункове скорочення станини,

h – крок різьби шпильки.

Для двостійкової станини з чотирма шпильками подовження кожної шпильки:

$$\delta_{\delta} = \frac{P_{зат} l_{\delta}}{4E_{\delta} F_{\delta}}, \quad (7.29)$$

а розмір стискання станини складається з укорочення стійок (δ_c), траверси ($\delta_{тр}$), та стола ($\delta_{ст}$):

$$\delta_c = \frac{P_{зат} l_c}{4E_c F_c}, \quad \delta_{тр} = \frac{P_{зат} l_{тр}}{4E_{тр} F_{тр}}, \quad \delta_{ст} = \frac{P_{зат} l_{ст}}{4E_{ст} F_{ст}}, \quad (7.30)$$

де $l_{\delta}, l_c, l_{тр}, l_{ст}$ – у відповідності довжина шпильки, стійки, траверси, стола;

Питання для самоконтролю

1. Наведіть класифікацію станин кривошипних пресів.
2. Сформулюйте основні признаки, які характеризують станини.
3. Наведіть приклади складених станин. З яких елементів вони складаються та як їх складають?
4. Для чого та в яких випадках використовують стяжні стержні?
5. Що таке розрахункова схема станини преса?
6. В чому полягає розрахунок преса?
7. Що таке жорсткість та податливість преса та станини? Чим відрізняються лінійна та кутова податливості ?
8. На які якісні параметри роботи преса впливають величина його жорсткості та податливості?
9. Наведіть приклади складання проектних розрахункових схем станин пресів.
10. Що таке нейтральна лінія перетину, і як вона створюється відносно станин?
11. Приведіть методику розрахунку зтягування шпильки.
12. Як реалізується зтяжка стяжних шпильок?

8. ДОПОМІЖНІ МЕХАНІЗМИ

8.1. Виштовхувачі

Виштовхувачі кривошипних пресів призначені для відокремлення відштампованої заготовки від верхньої або нижньої половини штампа (верхні та нижні виштовхувачі), вони можуть належати пресу або штампу. У кривошипному пресі вони знаходяться в повзуні або столі. Виштовхувач має привод. Виштовхувачі приводяться в рух повзуном, шатуном чи головним валом преса, або можуть мати незалежний привод, робота якого синхронізована з роботою преса [10, 12].

Жорсткі виштовхувачі (рис. 8.1, а) використовують для відокремлення заготовки від верхньої частини штампа і встановлені в універсальних пресах.

Жорсткі верхні виштовхувачі з приводом від шатуна (рис. 8.1, б) та жорсткі нижні виштовхувачі з приводом від головного вала (рис. 8, е, ж) використовують в КГШП та в пресах для холодного об'ємного штампування.

Жорсткий виштовхувач з приводом від повзуна (рис. 8.1, д) використовують в пресах для холодного об'ємного штампування зі зусиллям до 3,15 МН. Пневматичні виштовхувачі (рис. 8.1, в, з) працюють в листоштампувальних та гаряче штампувальних пресах, які входять в склад автоматизованих комплексів. Їх робота синхронізована з циклограмою комплексу. Некеровані пружинні виштовхувачі (рис. 8.1, е, и) знайшли обмежене використання в універсальних листоштампувальних пресах.

При проектуванні штампів вісі його виштовхувачів повинні співпадати з вісями виштовхувачів преса. При їх розрахунку визначаються кінематичні, міцнісні та силові параметри з врахуванням циклограми роботи преса.

Розрахункове зусилля виштовхувачів пресів складає $0,06 \dots 0,1 P_n$, величина ходу складає $0,2 \dots 0,5 S_n$.

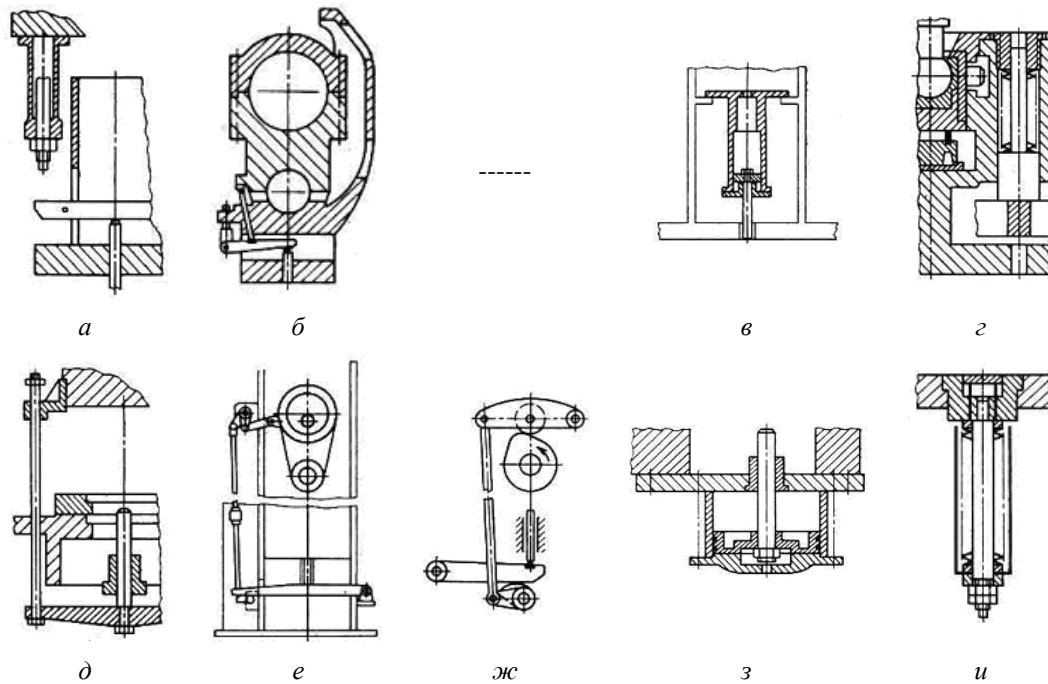


Рис. 8.1 – Класифікація виштовхувачів кривошипних пресів:
в повзуні приводні: *a* – від повзуна; *б* – від шатуна; *в* – від пневмоциліндра; *г* – не приводні;
в столі приводні: *д* – від повзуна; *е* – від шатуна; *ж* – від головного вала;
з – від пневмоциліндра; *и* – не приводні (від пружини)

8.2. Пневматичні та гідропневматичні подушки

Допоміжні силові циліндри, які вбудовуються в стіл чи в повзун преса, називаються *подушками* або *притискними пристроями*.

Залежно від робочого тіла, що використовується в силовому циліндрі подушки (рис. 8.2) бувають гідропневматичними (рис. 8.3) та гідравлічними, які вимагають включення в конструкцію преса насосної установки, тому не знайшли широкого використання.

Подушки застосовуються в листоштампувальних універсальних пресах для здійснення операцій витягування, притиску заготовки при різанні, утриманні по контуру при формуванні та згину, можуть використовуватися як виштовхувачі.

Пневматичними подушками оснащені преси з зусиллям 1 МН та більше, в тому числі преси типу К31, К35, К37. Конструктивна схема пневмоподушки з найбільшим номінальним зусиллям 200 кН наведені на рис. 8.2. Стисле повітря з мережі подається в порожнину *c*, потім через отвір в штоку *7* – в порожнину *d*. Під дією стислого повітря поршні *1* та *5* переміщуються в циліндрі *2* та через шток *7* передають зусилля на траверсу *4*, яка рухається в

напрямних 6 станини преса. В плиту, яка закріплена на траверсі, впираються товкачі. В столі преса 3 знаходяться вікна для проходу траверси з плитою, а в підштамповій плиті – отвори для розташування товкачів. При підйомі поршнів повітря з порожнин *b* і *c* вільно виходить в атмосферу.

Використання пневматичних подушок приводить до збільшення витрат енергії на ділянці робочого ходу, яка не завжди повертається у привод в період робочого ходу.

Розрахунок пневматичних подушок зводиться до визначення ходу та діаметру поршня при заданому зусиллі і тиску повітря в магістралі. Хід подушки приймається рівним $0,3 \dots 0,5 S_n$, а максимальне зусилля – $0,05 \dots 0,2 P_n$. Зусилля притиску та виштовхування в пневматичних подушках визначаються за формулою

$$P = np \frac{\pi d^2}{4}, \quad (8.1)$$

де n – число циліндрів подушки,

d – діаметр поршня,

p – тиск повітря в циліндрі подушки, не вище 0,5 МПа.

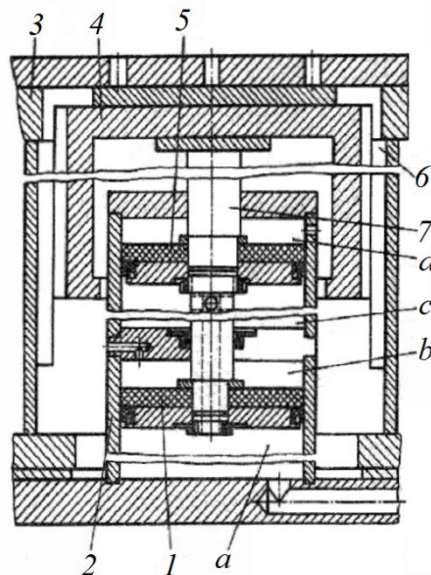


Рис. 8.2. Схема пневмоподушки пресів

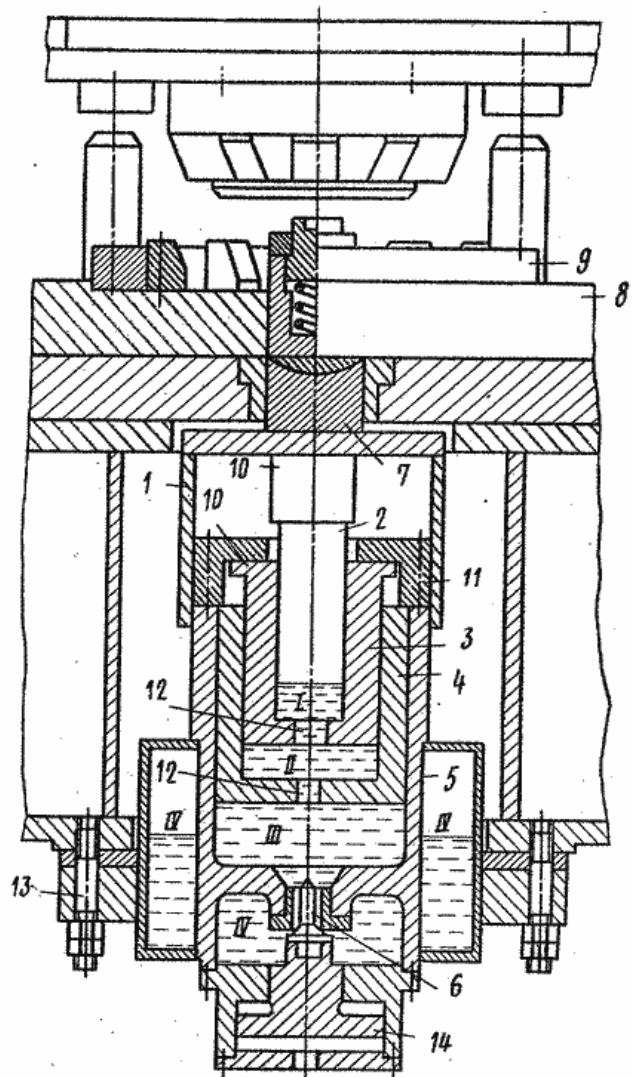


Рис. 8.3. Схема гідропневматичної подушки

На рис. 8.3 наведена схема гідропневматичної подушки. Повзун 1 опирається на додатковий плунжер 2 мінімальної площі. Додатковий плунжер 2 входить в додатковий циліндр 3, який є в той же час плунжером більшої площі 4, змонтованим в робочому циліндрі 5, який має максимальну площу. В днищі корпусу 5 встановлений запірний клапан 6. Підп'ятник 7, встановлений на повзуні, впирається в нижню плиту 8 пакета штампа 9. На зовнішній поверхні в верхній частині плунжерів виконані упорні бурти 10, висоти яких вибираються залежно від величини необхідних переміщень плунжерів. Для забезпечення ступеневого включення в роботу плунжерів в верхній частині робочого циліндру 5 закріплений упор 11, який виконаний ступеневим. В днищах додаткового циліндру і плунжера виконані дросельні отвори 12. За допомогою шпильок 13 подушка кріпиться до столу преса.

Пневмоциліндр 14 піджимає запірний клапан 6. Пристрій працює таким чином. При робочому ході підп'ятник 7 діє на повзун 1, який опускає додатковий плунжер мінімальної площі 2. Після закінчення його ходу, який обмежується буртом 10, опускається додатковий циліндр 5 більшої площі, яка значно перевищує площу додаткового циліндра 3. При цьому рідина послідовно витікає з порожнин I, II, III через дросельні отвори 12 і після відтискання притиснутого постійним зусиллям, що передається циліндром 14 до сідла запорного клапана, перетікає в порожнину IV. При зворотному ході запорний клапан відкривається і рідина з порожнини IV під дією стислого повітря заповнює порожнини III, II, I та вертає плунжери в вихідне положення, яке визначається площиною столу та ступеневим упором 14.

8.3. Змащування пресів

В кривошипних пресах використовують мастильні матеріали двох типів: рідинні та пластичні. Рідинні мастильні матеріали – це мінеральні мастила марок И-20, И-30, И-40. Вони мають невисоку в'язкість. Пластичні мастильні матеріали виготовляють з вищевказаних введенням загущення – кальцієвого мила. Завдяки цьому зростає в'язкість та прилипання мастила до деталей. При експлуатації кривошипних пресів використовують пластичні мастила марок УС1, УС2. Системи змащення поділяють: по виду мастильного матеріалу рідинні та пластичні, за способом його подачі до місця змащення – індивідуальні та централізовані, по характеру використання – проточні та циркуляційні, по спосіб подачі – ручні та з приводом. Індивідуальну подачу мастильного матеріалу в місце змащення здійснюють вручну з використанням кулькових або гнітових маслянок. При централізованій системі змащення мастильний матеріал подається до місць змащення від загального насосу. Для рідинних мастильних матеріалів слід використовувати оборотну систему з очисткою та повторною подачею. Для пластичного змащення більш характерна проточна. В середніх та крупних листоштампувальних пресах для змащення зубчатих коліс використовують їх занурення в картер з мастильним матеріалом. На рис. 8.4 представлена схема автоматизованої системи циркуляційного рідинного змащення. Її особливістю є те, що пристрої, які живлять, з'єднані послідовно. В разі припинення подачі мастила до одного з

них подається сигнал і прес зупиняється, після ремонту та подачі мастила прес запускається. Насос 3 з електромеханічним приводом подає мастило з баку 15 через фільтр 2 попередньої очистки до розподільчого золотника 4 з ручним керуванням. Золотник нормально замкнений пружиною на праву частину трубопроводу. Через фільтр тонкої очистки 11 та зворотній клапан 10 мастило подається до дроселя 6. Фільтр 11 при роботі часто забивається. В цьому випадку золотник віджимають вліво і мастило поступає через аналогічний фільтр по лівій стороні. Після ремонту фільтра 11 золотник повертають в попереднє положення. Робочий тиск в системі встановлюють та періодично контролюють візуально по манометру 5. В процесі роботи преса рівень тиску підтримується за допомогою реле 7 та запобіжного клапану 12. Дросель 6 призначений для регулювання витрат мастила і контролюється датчиком 8. Після дроселя мастило поступає до пристрою для живлення 9 і від нього до місць змащення. Потім через збірники мастило стікає до зливного фільтра 14, який має магнітний вловлювач 13 для очистки від металевих сміття. Після очищення мастило стікає в бак 15, де рівень контролюється спеціальним датчиком 1.

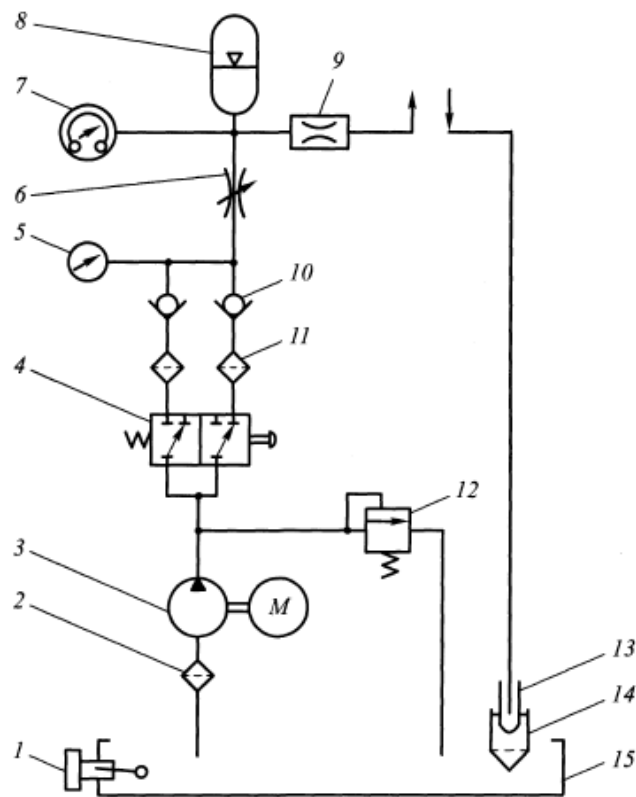


Рис. 8.4. Схема автоматизованої системи циркуляційного рідинного змащення

8.4. Механізми регулювання закритої висоти преса

В закритих пресах величину ходу повзуна не регулюють, а регулювання закритої висоти механізовано. Існує три різновиди з'єднання шатунів з опорами: з використанням кулькової головки та п'яти в пресах до 1 МН (див. рис. 8.1), через палець (рис. 8.5) в пресах зусиллям більше 1 МН та в пресах будь-яких зусиль через зовнішню поверхню малої головки шатуна. Розглянемо конструкцію з'єднання шатуна з повзуном через палець (див. рис. 8.5) [13]. Шатун 6 через палець 11 з'єднаний з опорою 12, яка одночасно є гвинтом, на її поверхні нарізана упорна різьба. Опора вгвинчена в регулювальну гайку 9, яка знаходиться в корпусі повзуна 10 та обертається в ньому як в підшипнику. На гайку 9 надітий черв'ячний вінець 8, який з'єднається з нею шпонкою 3. При включенні електродвигуна регулювання штампового простору обертання від нього передається через зубчасту муфту та двохступеневий черв'ячний редуктор, який закріплений в корпусі повзуна, черв'ячному вінцю 8 і від нього гайці 9. Відбувається нагвинчування її на гвинт-опору 12 або згвинчування з неї, в результаті регулюються положення повзуна відносно столу. Положення черв'ячного вінця 8 в вертикальному напрямку фіксується фланцем 5. Для обмеження сповзання черв'ячного вінця 8 з регулювальною гайкою 9 передбачено обмежувальне кільце 4. Зазори d між циліндром 2 і гайкою 9 та b між черв'ячним вінцем 8 і корпусом 10 регулюють товщиною шайб 7.

На корпусі повзуна закріплений показчик закритої висоти, який теж отримує обертання від того ж двигуна через систему передач. В повзуні розміщений механізм верхнього виштовхувача, який складається з планки 19 та з'єднаних з нею штанг 18, в які вкручені гвинти 25. На головках гвинтів 25 встановлені запобіжники 26, які зрізуються при перевантаженні виштовхувача.

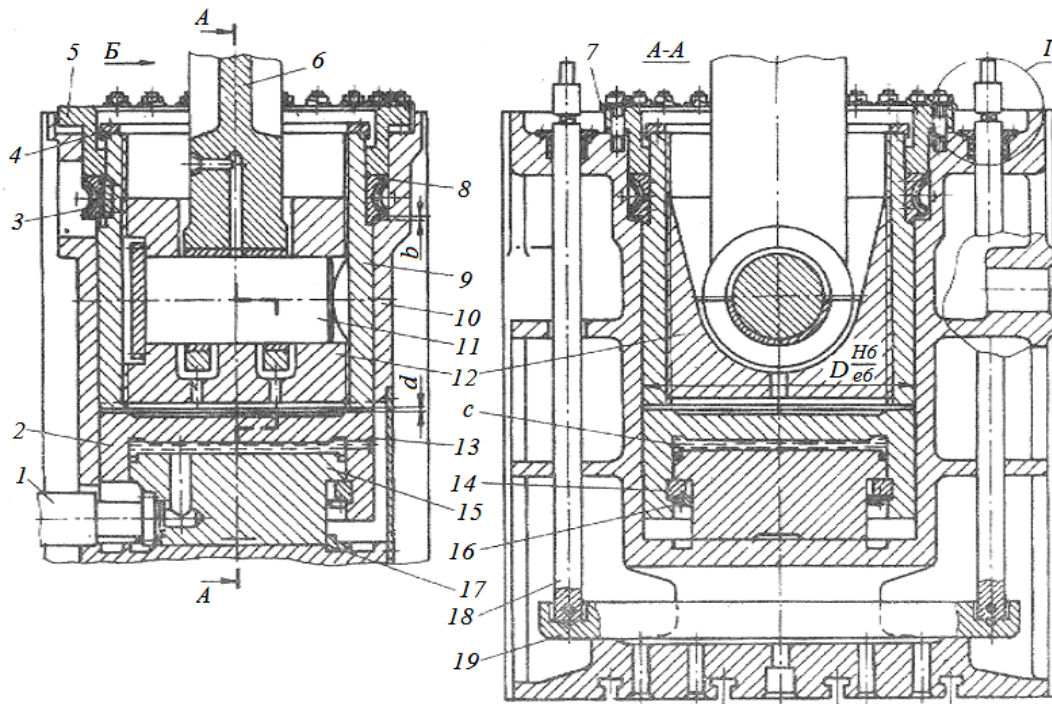


Рис. 8.5. Механізм регулювання закритої висоти закритого кривошипного преса

На рис. 8.6 наведений витяжний повзун двокривошипного преса подвійної дії, в якому привод механізму регулювання виконаний у вигляді двоступеневої черв'ячної передачі. Регулювальний гвинт 1, гайка 2 з черв'ячним вінцем 3 спираються на бронзове кільце 4, яке прикріплене до повзуна 5. В стакані 6 розміщений також на конічних роликотідишниках 7 черв'як 8 тихохідної черв'ячної пари. Регулювання підшипників виконується за допомогою прокладок під кришками 9 та 10. Стакан 6 є не тільки корпусом механізму регулювання, а і корпусом редуктора черв'ячної пари привода. В двокривошипному пресі таких стаканів два. Швидкохідна черв'ячна пара привода механізму регулювання знаходиться в редукторі 11, кінці вихідного вала якого з'єднанні з черв'яками 8 тихохідних пар за допомогою зубчастих муфт 12. Зубчасті муфти мають двояке призначення: з одної сторони, вони дозволяють компенсувати неспівпадіння осей тихохідних черв'яків і вала швидкохідного черв'ячного колеса, з другої сторони – забезпечують роздільне регулювання кожного з регулювальних гвинтів.

В чотирьохкривошипних пресах в привод механізму регулювання додаються конічні передачі для зв'язку привода з черв'яками ще двох регулювальних гвинтів (рис. 8.7). В дво- та чотирьохкривошипних пресах

механізм регулювання для запобігання перекосів повзуна повинен забезпечувати одночасне зміщення підвіски.

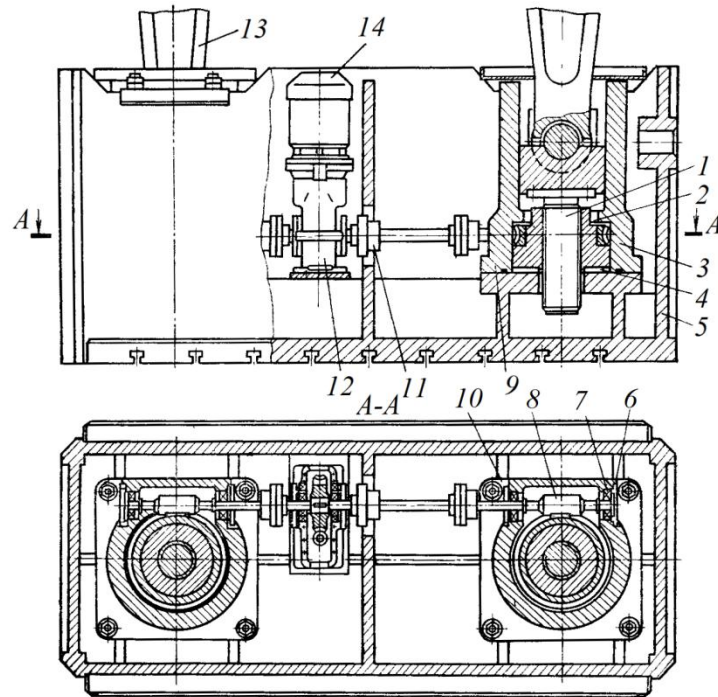


Рис. 8.6. Механізм регулювання закритої висоти витяжного повзуна двокривошипного преса подвійної дії

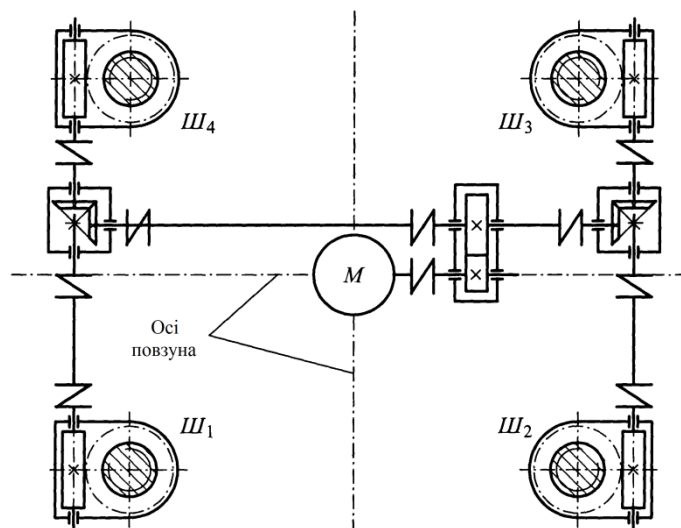


Рис. 8.7. Механізм регулювання закритої висоти повзуна чотирьохкривошипного преса

8.5. Запобіжні пристрої

Відновлювальні запобіжники. Найбільш придатною з точки зору експлуатації по зусиллю є група запобіжників, які відновлюються. Це пневматичні, гідропневматичні, гідравлічні запобіжники, які

використовуються на пресах з номінальним зусиллям більше 1 МН, особливо для багатокривошипних пресів.

На повзуні закритого кривошипного преса (див. рис. 8.5) змонтовано гідравлічний запобіжний пристрій. Зусилля від шатуна 6 через палець 11, опору 12 та регулювальну гайку 9 передається циліндру 2 та через рідину в порожнині – поршню 15, а від нього – підшві повзуна 10. Циліндр 2 та поршень 15 складають виконавчий ланцюг гідравлічного запобіжного пристрою (рис. 8.8). Від горизонтального зміщення гідроопора зафіксована полукільцем 17, а від розмикання – фланцем 14 та кільцем 16. Циліндр має отвір 13 для дренажу. До поршня приєднаний патрубок 1, який зв'язує порожнину С з магістралями. В пресах з декількома шатунами гідроопори розміщені під опорою кожного з них.

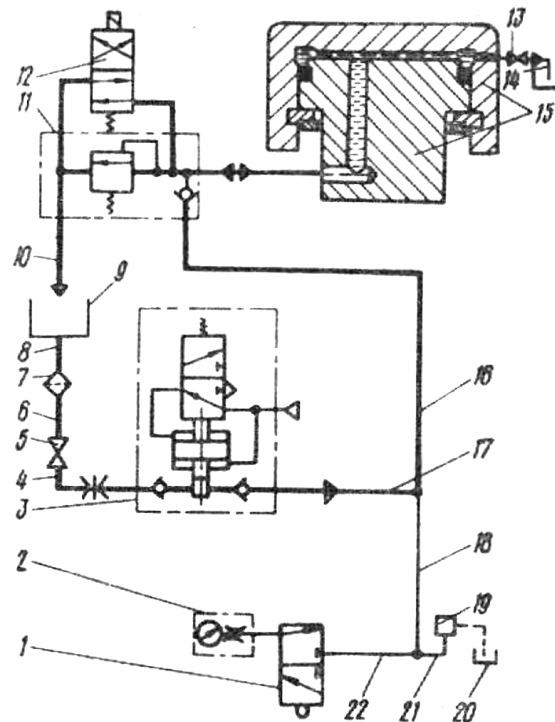


Рис. 8.8. Принципова схема гідрозапобіжника: 1 – запірний клапан для манометра; 2 – манометр; 3 – гідропневматичний насос; 4, 6, 8, 10, 16, 17 – трубопроводи напору та зливу; 5 – вентиль; 7 – фільтр; 9 – бак; 11 – запобіжний клапан; 12 – розподільник з електромагнітним керуванням; 13 – зливний клапан; 14, 20 – лінії дренажу; 15 – поршень та циліндр гідроопори; 18, 21, 22 – лінії керування, 19 – реле тиску

Гідрозапобіжний пристрій (див. рис. 8.8) включає бак 9, гідропневматичний насос 3, гідроопору 15, запобіжний клапан 11, розподільник 12, реле тиску 19, апаратуру для контролю та гідравлічні

мережі. Працює він таким чином. Гідропневматичний насос 3 (рис. 8.8) накачує рідину з баку 9 через запобіжний клапан 11 в гідроопору 15. При перевантаженні спрацьовує клапан 11 та перепускає рідину з гідроопори 15 в бак 9. При падінні тиску в гідроопорі спрацьовує реле тиску 19, і прес відключається.

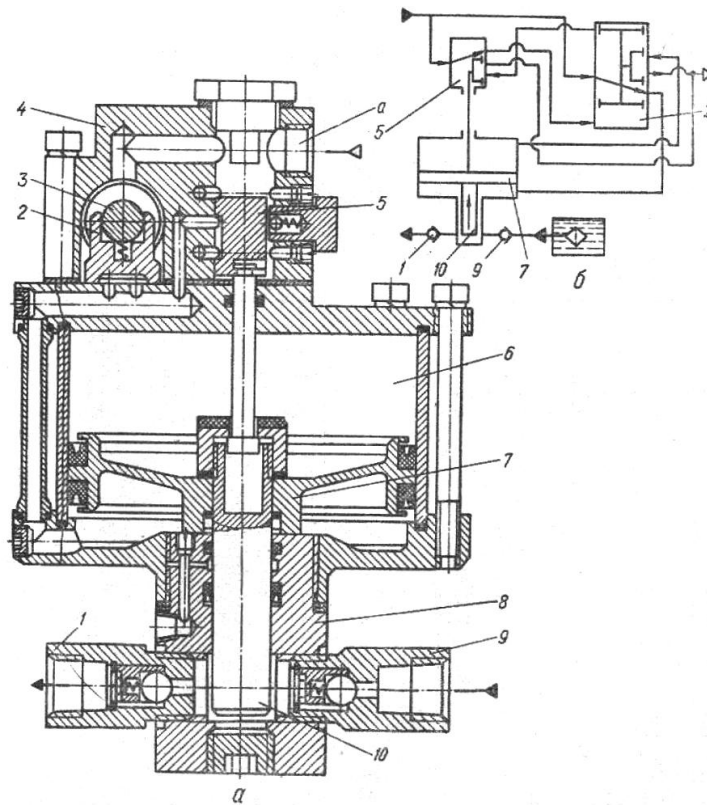


Рис.8.9. Схема гідропневматичного насосу: а – конструктивна, б – принципова

Гідропневматичний насос (рис. 8.9), який приводиться в дію стислим повітрям, дозволяє автоматично утримувати тиск рідини відомої величини. В разі його падіння насос включається в роботу. Насос складається з циліндра 6, корпусу 8, плунжера 10, поршня 7, розподільчої головки 4, зворотних клапанів 1, 9. Через вхідний отвір а стисле повітря подається одночасно в камери керуючого 5 та виконавчого 2 золотників. Якщо поршень 7 та керуючий золотник 5 знаходяться в крайньому нижньому положенні (див. рис. 8.9), то повітря через керуючий золотник 5 попадає в передню камеру виконавчого поршня 3 та переміщує його разом з виконавчим золотником 2 назад, при цьому відкриває канали, які з'єднують передню золотникову камеру з підпоршневим простором. Поршень 7 починає рух та зтягує плунжером 10 рідину через зворотний клапан 9. Зворотний клапан 1 закритий. Повітря з

надпоршневої камери витискується в атмосферу через камери виконавчого золотника 2, виконавчого поршня 3 та керуючого золотника 5. Якщо поршень 7 знаходиться в верхньому положенні, керуючий золотник 5 відкриває доступ стислого повітря в задню камеру виконавчого поршня 3, останній переміщується разом з виконавчим золотником 2 вперед, відкриваючи при цьому канали, які з'єднують задню золотникову камеру з надпоршневим простором. Поршень 7 починає рух вниз, при цьому рідина через зворотний клапан 1 витискується плунжером 10 в напірну магістраль і далі через запобіжний клапан – в гідроопору повзуна. Повітря з поршневого простору витискується в атмосферу. Після того як насос створює в опорі нормальний попередній тиск, він перестає працювати.

Розглянемо схему гідропневматичного запобіжника, який використовується в двокривошипному пресі (рис. 8.10) [2]. Рівень рідини під опорами 13 шатунів відрегульований під потрібний тиск. Збільшення тиску в гідравлічній системі опор приводить до зміщення плунжера 4 та поршня 5 пневматичного циліндру 6. При збільшенні навантаження на 20 % проти номінального плунжер опускається та відкривається отвір 11 і починається зливання рідини з порожнини III в порожнину K картера. Одночасно спрацьовує сигналізація та вимикається головний двигун.

Після спрацювання гідросистему опор заповнюють за допомогою насоса 7 з приводом від електродвигуна. Для настроювання системи використовують запобіжний клапан 8. Настроювання запобіжника починається з подачі повітря еталонного тиску під поршень в порожнину II, потім включають насос 7. Як тільки тиск рідини досягне потрібного рівню, насос виключається за допомогою електроконтактного манометру 12. Еталоном навантаження в даному пристрої є тиск повітря в порожнині II, надійність роботи залежить від надійності роботи регулятора тиску 2 та зворотного клапану 1, крім того в системі передбачений запобіжний клапан 3. В гідравлічній системі встановлені зворотній клапан 10 та вентиль 9 для зливу рідини при ремонті [2, 15].

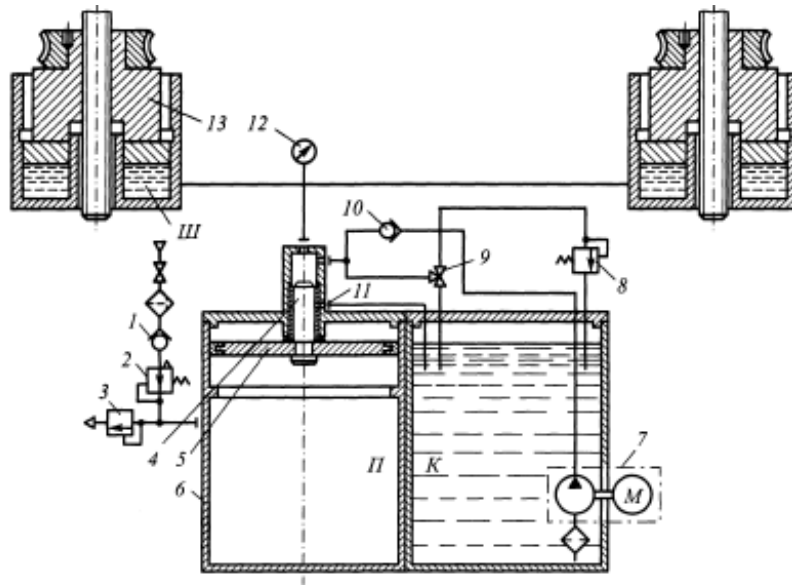


Рис. 8.10. Схема гідропневматичного запобіжника, який використовується в двокривошипному пресі

Тиск рідини p_e в гідравлічні опорі рекомендується приймати рівним 20...25 МПа. Площа поршня під шатуном визначається з величини номінального зусилля $F_n = P_n / p_e$.

Ламкі запобіжники. Для всіх ламких запобіжників характерно те, що вони ламаються при досягненні діючого на них зусилля визначеного значення і для відновлення роботи потрібна їх заміна. Для цих запобіжників необхідно враховувати, що з часом границя витривалості матеріалу знижується і їхній розрахунок варто робити на зусилля не менш чим $1,3 P_n$. В якості матеріалу запобіжника використовують незагартовану сталь 45. На рис. 8.11 наведений ламкий запобіжник, який використовують в маховиках, зубчастих колесах, в механізмах різання, подачі та затискання заготовки холодновисаджувальних автоматів.

Діаметр робочого перетину стрижня для однозрізових штифтів циліндричного запобіжника розраховують по формулі

$$d_p = k \sqrt{\frac{T}{\sigma_b}}, \quad (8.2)$$

де k – коефіцієнт, який залежить від матеріалу стрижня; для сталі $k = 1,5$; для чавуна $k = 0,9$,

T – сила, що зрізає штифт;

σ_b – межа міцності матеріалу штифта.

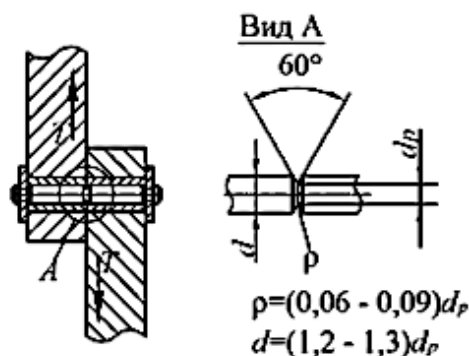


Рис. 8.11. Ламкий циліндричний запобіжник

При заданому обертовому моменту на валу M_k зусилля для запобіжника на маховику чи зубчастому колесі визначають за формулою

$$T = M_k / (R \eta_1 \eta_2), \quad (8.3)$$

де R – радіус установки штифта запобіжника,

η_1, η_2 – коефіцієнти, що враховують тертя в підшипниках вала та втулці маховика.

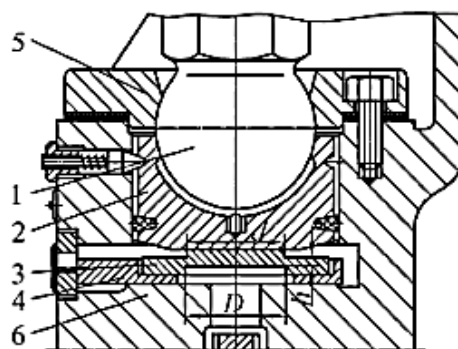


Рис. 8.12. Чашковий запобіжник: 1 – кульова опора, 2 – кульовий підп'ятник, 3 – запобіжник, 4 – виштовхувач, 5 – фланець, 6 – повзун

Товщина робочої частини запобіжника (рис. 8.12) визначається по формулі [7]

$$h = k \frac{P}{\sigma_s D_{зр}}, \quad (8.4)$$

де $P = 1,3P_n$ – зусилля, яке діє на запобіжник,

k – коефіцієнт, що залежить від матеріалу запобіжника; для сталі $k = 0,5$; 1 для чавуна $k = 0,3$;

$D_{зр}$ – розрахунковий діаметр кола зрізу, $D_{зр} = 0,5(D+d)$, $D = d+0,25S$.

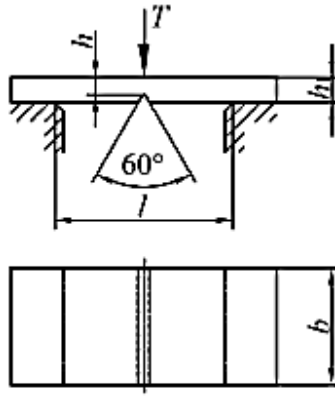


Рис.8.13. Ламкий пластинчатий запобіжник

Товщина ламкої пластини визначається по формулі [7] :

$$h = 1,4 \sqrt{\frac{Tl}{b\sigma_s}}. \quad (8.5)$$

Питання для самоконтролю

1. Навести загальну класифікацію виштовхувачів пресів.
2. Вказати різницю між різними механізмами регулювання закритої висоти.
3. Які існують системи змащення кривошипних пресів?
4. Порівняти різні типи запобіжників.

9. ВУЗЛИ ТА ДЕТАЛІ ПРИВОДУ

9.1. Структура та принципіальні схеми приводу

Фактори, які визначають структуру приводу, такі:

- а) число ходів преса та передавальне число,
- б) одностороння чи двостороння передача обертового моменту на головний вал,
- в) відкритий чи закритий привод,
- г) кількість точок підвіски повзуна (однокривошипні чи багатокривошипні вали) [2].

В кривошипних пресах загальне передавальне число приводу змінюється в широких межах від 2 до 250. Найбільше передавальне число – в потужних листоштампувальних пресах для глибокого витягування, які мають малу кількість ходів. На рис. 9.1 показані типові кінематичні схеми приводів одностійкових пресів. Схема *а* з жорсткою муфтою є застарілою, тому в сучасних пресах використовують схему *б* з дисковою муфтою, для крупних одностійкових пресів з двома ступенями передач слід рекомендувати схему *в*.

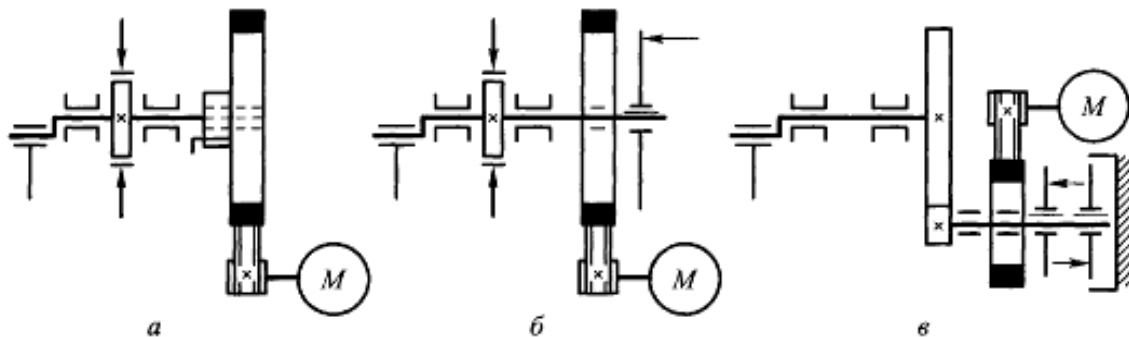


Рис. 9.1. Типові кінематичні схеми приводу одностійкового преса

В двостійкових однокривошипних пресах з відкритим приводом кількість ступенів залежно від передавального числа змінюються від одної при 90...180 ходів за хвилину (рис. 9.2, а) до трьох при 12...15 ходах за хвилину (рис. 9.2, г).

Схеми *б* та *в* кінематичне рівноцінні, але розташування муфт та гальм відповідає пресам з заданим технологічним призначенням. Схему на рис. 9.2, б використовують в КГШП, а на рис. 9.2, в – в більш тихохідних машинах ГKM.

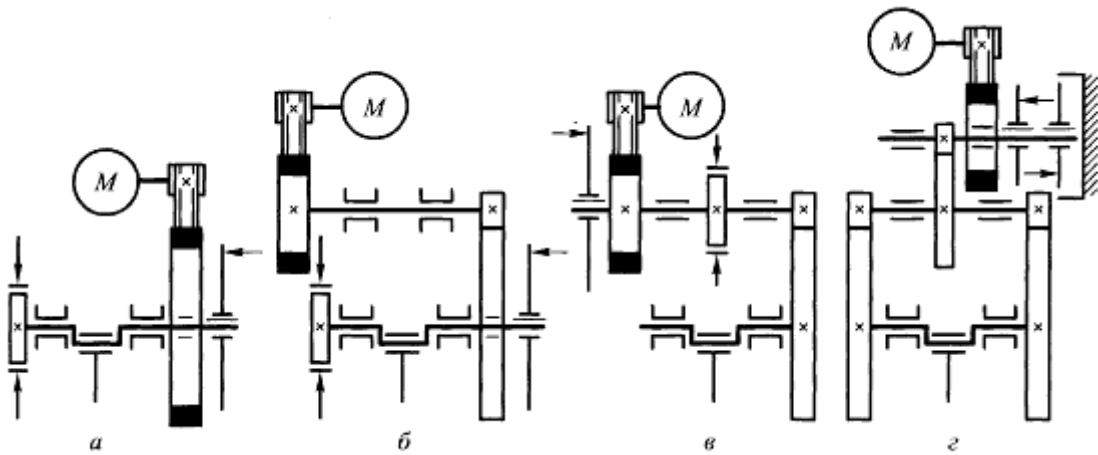


Рис. 9.2. Кінематичні схеми: *a* – одноступеневого; *б, в* – двоступеневого; *г* – трьохступеневого двостійкового преса

В тихохідних листоштампувальних пресах з закритим приводом найбільш придатний трьохступеневий та чотирьохступеневий привод. В чотирьохступеневому приводі з трьома зубчастими передачами (рис. 9.3) першу пару прийнято називати *швидкохідною*, останню *тихохідною*, а пару між ними *проміжною*. Для підвищення надійності роботи використовують двобічний привод (рис. 9.3).

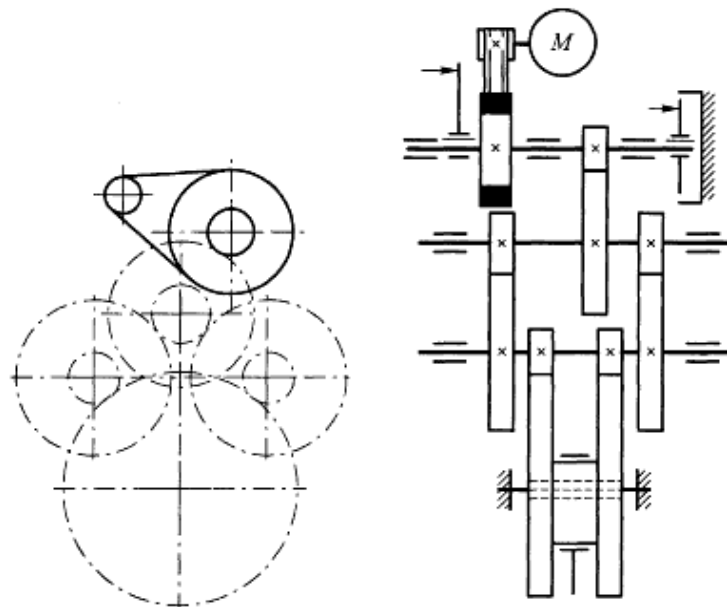


Рис. 9.3. Кінематична схема двобічного приводу

В двокривошипних пресах з приводом закритого типу виникає необхідність передачі руху від одного електродвигуна на два ведучих кривошипа, осі яких перпендикулярні фронту преса (рис. 9.4). Схему *a* з обертанням головних коліс на щоках коротких колінчастих валів або

шестерен-ексцентріків в різні сторони використовують в листоштампувальних пресах з невеликими розмірами повзуна в плані. В листоштампувальних пресах зі збільшеним ходом повзуна та його збільшеними розмірами в плані використовують схему *б*, в якій рух передається на друге тихохідне колесо через паразитну шестерню, що забезпечує різний напрям обертання головних коліс. При зачепленні шестерні останньої пари з двома тихохідними колесами, вони обертаються в один бік (рис. 9.4, в). В схемі рис. 9.4, г тихохідні колеса обертаються в різні боки, завдяки паразитним шестерням. Перевага схеми – в можливості компенсації при збиранні неточних деталей.

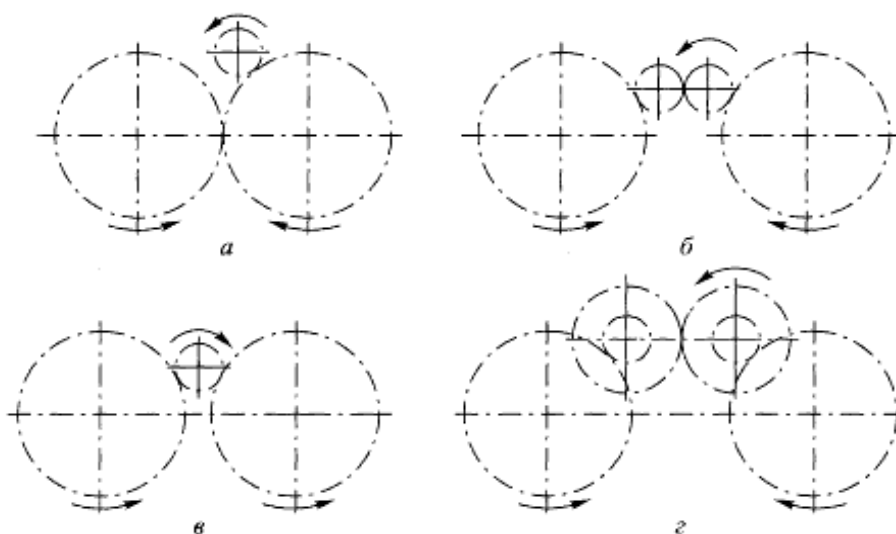


Рис. 9.4. Напрямок обертання головних коліс листоштампувального преса:
а – з невеликими розмірами повзуна; *б* – зі збільшеним ходом повзуна;
в, г – з тихохідними парами

В листоштампувальних пресах з великими розмірами штампового простору рух передається не на останні вали, а на проміжні або на першу ступінь (рис. 9.5). В чотирьохкривошипних пресах необхідно встановити проміжний вал необхідної довжини з чотирма парами малих шестерень (рис. 9.5) замість двох (див. рис. 9.3), які приводять в дію чотири пари тихохідних коліс.

Для безступеневого регулювання числа ходів повзуна головного виконавчого механізму використовують малогабаритні фрикційні багатодискові варіатори (рис. 9.6). В кінематиці кривошипних пресів варіатор *1* розташований між електродвигуном *2* та шківом клинопасової передачі (рис. 9.6).

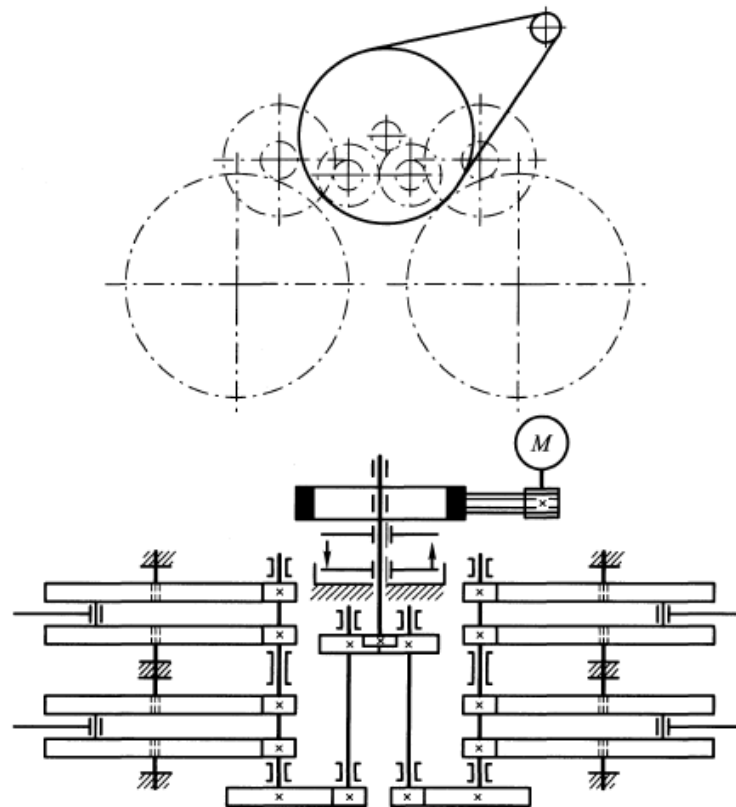


Рис. 9.5. Кінематична схема листоштампувального чотирьохкривошипного преса

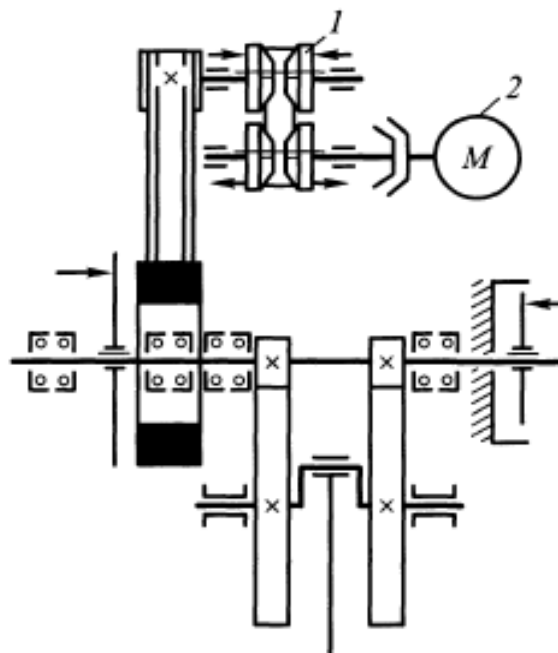


Рис. 9.6. Схема приводу з безступеневим регулюванням ходу повзуна

9.2. Клинопасові передачі

В приводі швидкохідних одноступеневих пресів передавальне число пасової передачі u_{nn} знаходиться в межах 7...10,6. Для інших типів пресів передавальне число значно знижено. Наприклад, для КГШП $u_{nn} = 2,5...4,5$, для двостійкових листоштампувальних пресів $u_{nn} = 3,0...3,5$.

Мінімально припустимий діаметр шківів визначається співвідношенням

$$d_{шк} = D_{max} / u_{nn} \quad (9.1)$$

Його значення повинно задовольняти вимогам ГОСТ 1284. При розрахунку клинопасових передач необхідно визначити тип та кількість пасів для передачі заданої потужності:

$$Z_{пас} = \frac{N}{C_1 C_2 N_0}, \quad (9.2)$$

де N – потужність електродвигуна, кВт;

$C_1 = 0,56 \dots 1,0$ – коефіцієнт, який враховує кут обхвату;

$C_2 = 0,78 \dots 0,5$ – коефіцієнт режиму роботи, який залежить від характеру навантаження преса та змінності;

N_0 – потужність, яка передається одним пасом заданого перетину.

Для проектування пасової передачі та маховика з пазами під паси можливо використовувати дані з табл. 9.1.

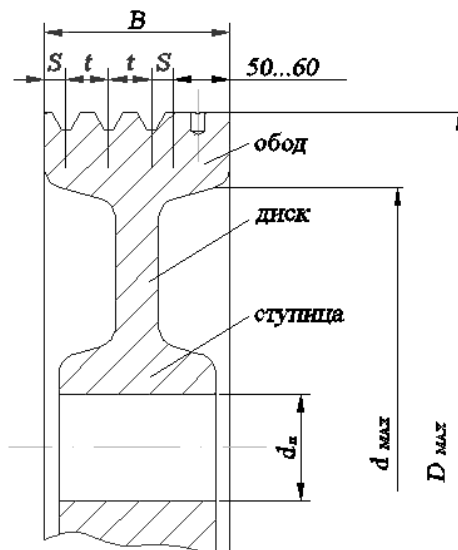


Рис. 9.7. Маховик з пазами під клинові паси

Таблиця 9.1 – Дані для проектування клинопасових передач

Параметр	Тип паса					
	А	Б	В	Г	Д	Е
Потужність, яка передається передачею, кВт	4...7	8...14	15...55	60...200	> 200	>> 200
Номінальний діаметр шківів, мм	90	125	200	315	500	800
Потужність, яка передається одним пасом N_o , кВт	1,5...1,6	3,12...3,34	7,8...8,24	19,1...20,3	22...24	34...38
Крок між канавками для пасів t , мм	16	20	26	37,5	44,5	58
Ширина кінцевої частини шківів S , мм	10	12,5	17	24	29	38

9.3. Зубчасті передачі

В двоступеневому приводі передавальне число зубчастої передачі встановлюється зі співвідношення:

$$u_{зуб} = \frac{u}{u_{nn}} \quad (9.3)$$

В трьохступеневому та чотирьохступеневому приводі листоштампувального преса передавальне число необхідно розділити по ступеням. В чотирьохступеневих пресах співвідношення між передавальними числами, починаючи з швидкохідної зубчастої пари, відповідає правилу $u_{ох} \leq u_{np} \leq u_{mx}$. Для тихохідних пресів простої та подвійної дії з $P_{ном} = 3,15...16$ МН вказані величини знаходяться в межах $u_{ох} : u_{np} : u_{mx} = (2...2,15):(2,9...3,9):(5,5...8,5)$.

Тип зубчастої передачі визначається особливостями конструкції преса та його призначенням. У двоступеневому приводі пресів тихохідну пару виконують прямозубою за 10...12 квалітетом точності. В пресах, які відносять до потужних, наприклад в КГШП з $P_{ном} > 20$ МН, зубчасту пару виконують шевронною або прямозубою за 8...10 квалітетом точності з висотною корекцією для підсилення міцності. Прямозубу передачу використовують в

останні парі тихохідних пресів. Швидкохідну пару в цих пресах виконують шевронною, а проміжну – з косим зубом чи шевронною. Для всіх шевронних передач рекомендується кут нахилу зуба $\beta = 30^\circ$, а для косого зуба $\beta = 20^\circ$.

Кількість зубів призначають за шестернею ($z_{ш} \geq z_{\min}$). Розкид для кількості зубців шестерні достатньо вузький: 19...22 для КГШП, 14...19 для ГKM, 14...16 для тихохідної, 16...20 для проміжної та 15...25 для швидкохідної пари листоштампувальних пресів відповідно.

Шестерні та колеса діаметром менше 500...800 мм виготовляють зі сталених поковок марок 45, 40, 40 ХН, а колеса діаметром більше 500...800 мм – зі сталевих відливок 35Л, 45Л, 35ХГСЛ, 40ХНЛ. Поковки нормалізують до твердості 190...280 НВ, відливки – до твердості 160...220 НВ. Для кращого припрацювання та попередження заїдання зубців твердість шестерні повинна бути більше від твердості колеса на 20...40 НВ.

Таблиця 9.2 – Механічні властивості сталей, які використовують для зубчастих коліс

Марка сталі	Термообробка	НВ	σ_1 , МПа	Марка сталі	Термообробка	НВ	σ_1 , МПа
35Л	Н	160	230	45	Н	180	280
45Л	Н	170	250		У	220	340
35ХГСЛ	Н	200	320	40Х	У	250	360
40ХНЛ	Н	210	340	40ХН	У	260	400

Для коліс з модулем $m > 6$ мм використовують поверхневе загартування ТВЧ або газовим пламенем, що забезпечує високу твердість зубців (наприклад, до 35...40 HRC – для вуглецевих, 45...55 – для легованих сталей) при збереженні в'язкої серцевини. Дані з механічних властивостей сталей наведені в табл. 9.2. По твердості поверхні зубців у відповідності ГОСТ 21354 розраховують межу контактної витривалості з таких формул, МПа:

– для зубів після нормалізації та покращення

$$[\sigma_0] = 2HB + 70;$$

– для зубів після поверхневого загартування

$$[\sigma_0] = 17HRC + 200.$$

Питання для самоконтролю

1. Вказати фактори, які визначають структуру приводу.
2. Навести типові кінематичні схеми приводу одно стійкового преса.
3. Навести типові кінематичні схеми багатоступеневого приводу преса.
4. Конструктивні особливості клинопасових передач.
5. Конструктивні особливості зубчастих передач.

10. КОНСТРУКЦІЇ КРИВОШИПНИХ КОВАЛЬСЬКО-ШТАМПУВАЛЬНИХ МАШИН РІЗНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

10.1. Листоштампувальні преси

10.1.1. Універсальні листоштампувальні преси простої дії

Група кривошипних пресів простої дії включає найбільшу кількість типів машин за технологічним призначенням. Розрізняючись між собою конструкціями головних вузлів і деталей, а також дизайнерським оформленням, преси простої дії мають елементарну схему з одним головним виконуючим механізмом тієї чи іншої модифікації. Універсальні преси простої дії призначені для виконання операцій вирубки, неглибокого витягування, згинання та ін. Їх конструкції можуть бути одностійковими відкритого типу і двостійковими відкритого та закритого типу.

Кривошипні одностійкові преси. Розрізняють преси з нерухомим столом (рис. 10.1), з пересувним столом і з рогом. Призначені вони для виконання різних операцій холодного штампування. Параметри та основні розміри цих пресів наведені в ГОСТ 9408. Станина у більшості пресів лита чавунна з одною стійкою або зварна із сталевих листів. Кривошипний вал розташований перпендикулярно до фронту преса на двох опорах ковзання. Преси виконують з регульованим ходом повзуна шляхом повороту ексцентрикової втулки на кривошипі. Згідно ГОСТ 9408, конструкція преса (крім пресів з пересувним столом і рогом) повинна передбачати можливість встановлення механізмів автоматичної подачі заготовок і притискних подушок.

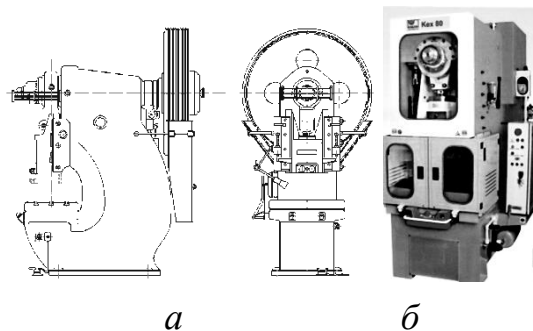


Рис. 10.1. Прес простої дії одностійковий відкритого типу з нерухомим столом: *а* – традиційний зусиллям 250 кН, *б* – сучасний варіант преса моделі Kex 80 зусиллям 600 кН

Кривошипні двостійкові преси відкритого типу. Вони поділяються на ті, що нахиляються, і на ті, що не нахиляються, одно- і двокривошипні преси (рис. 10.2, рис. 10.3). Преси з номінальним зусиллям $P_n = 25\text{кН} \dots 2,5\text{МН}$ регламентовані ГОСТ 9408. Станина пресів цього типу – С-подібної форми, двостійкова, відлита з чавуну разом зі столом.

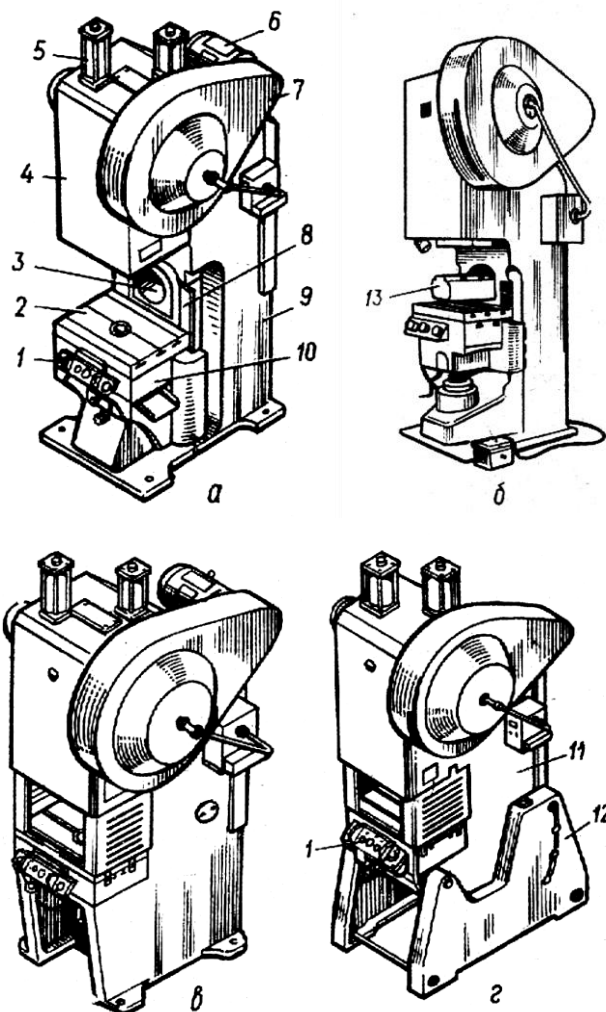


Рис. 10.2. Відкриті однокривошипні преси простої дії зусиллям до 630 кН:
а – ненахиляємі з пересувним столом та рогом типу КД14; *б* – те саме зі встановленим рогом;
в – ненахиляємі з нерухомим столом типу КД21; *г* – нахиляємі з нерухомим столом
типу КД23; 1 – пульт керування, 2 – підштамова плита, 3 – отвір для встановлення рогу, 4 –
двері, 5 – врівноважувач повзуна, 6 – двигун, 7 – огороження, 8 – напрямні станини,
9 – станина, 10 – стіл, 11 – корпус станини, 12 – стійки станини, 13 – ріг.

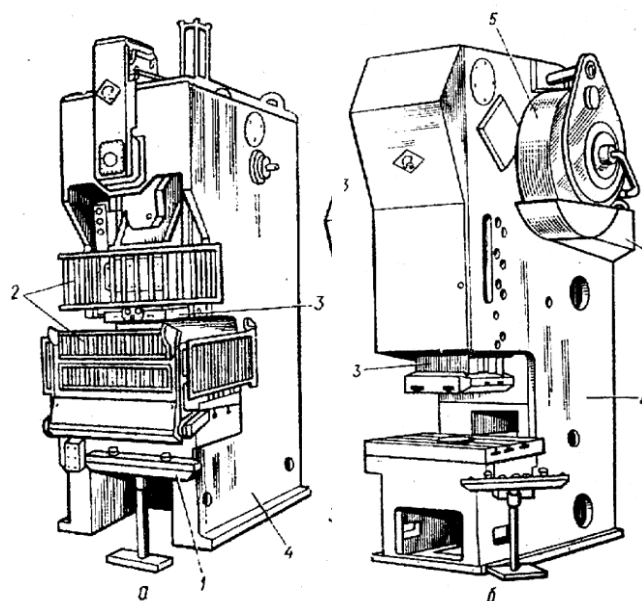


Рис. 10.3. Відкриті однокривошипні преси простої дії зусиллям більше 630 кН типу:
а – KE21; б – K21

Для підвищення жорсткості преса станину іноді стягують болтами. Нахил станини здійснюють вручну підйомним механізмом з фіксацією спеціальними болтами. Зазвичай жорсткої фіксації підлягають чотири положення станини: вертикальне і похилі під кутами 15, 30 та 40°. Ведучий кривошипний вал – одноколінчатий з постійним ходом, безщоківий ексцентриковий з регульованим ходом – розташований уздовж фронту преса на двох опорах ковзання (рис. 10.4).

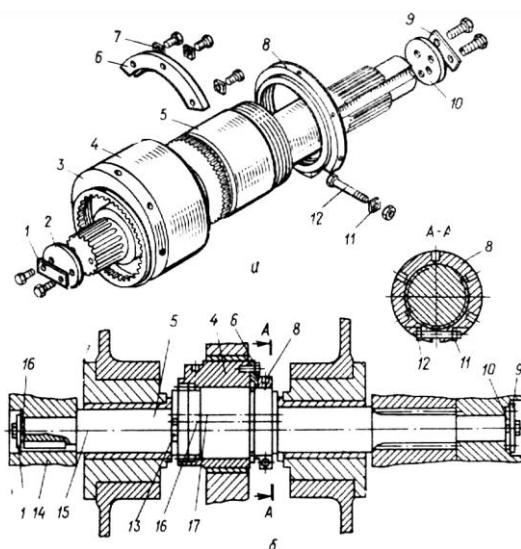


Рис. 10.4. Кривошипний вал відкритого преса серії КД зусиллям до 630 кН: а – основні складові вала, б – вал встановлений в підшипниках станини; 1, 7, 9 – стопорні планки, 2 – шайби, 3 – шкала, 4 – ексцентрикова втулка, 5 – вал, 6 – планка, 8 – спеціальна гайка, 10 – шайба, 11 – гайка, 12 – болт, 13 – показчик, 14 – втулка командоапарата, 15 – вісь ексцентрика вала, 16 – вісь ексцентрикової втулки

Деякі моделі пресів мають пересувний стіл та риг для встановлення штампів (рис. 10.2, а, б). Найпростіший варіант пересувного столу наведений на рис. 10.5. Підйом та опускання столу відбувається таким чином. Від електродвигуна 1 через черв'ячні передачі 2, 3 і 4 обертання передається гвинту 5, який піднімає та опускає стіл 6. До включення електродвигуна слід гвинтами 7 вивільнити клин 8, якими застопорений стіл.

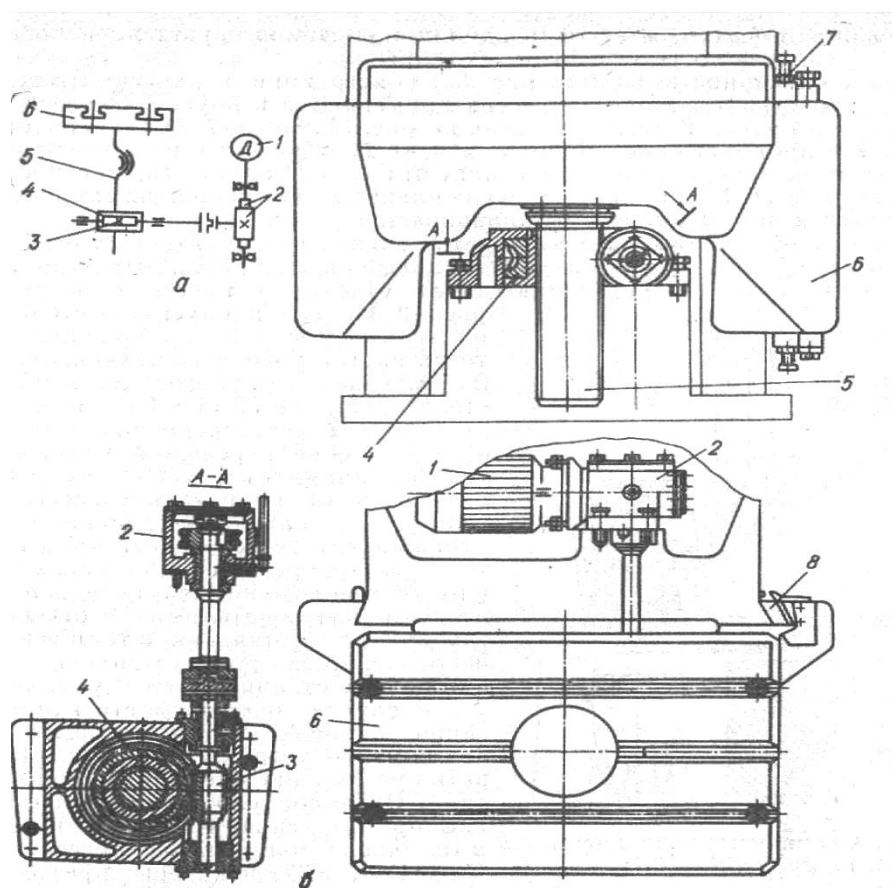


Рис. 10.5. Схеми пересувного столу відкритого кривошипного преса: а – принципова, б – конструктивна

Одна з новинок компанії *Link Motion Pres* (рис. 10.6) – це прес, в конструкції якого використовується покращений механізм руху повзуна. Принципова відмінність преса LMP від звичайного кривошипного преса полягає в нерівномірності руху повзуна: перед контактом з деталлю він гальмується, а при зворотному ході прискорюється. Таким чином, час контакту з деталлю збільшується на 35–40%, а час повного циклу залишається незмінним. При цьому зменшуються вібрація та рівень шуму, підвищується точність обробки. Термін експлуатації штампів на пресі в 3 рази довший, чим на звичайному пресі.

Компанія *STYI* (*Shieh Yih Machinery Industry Co, Ltd*), яка заснована на Тайвані в 1962 році, випускає широкий діапазон пресів різних моделей (до 4000 штук за рік). Преси різні за конструкцією залежно від призначення: від високошвидкісних малогабаритних моделей з механічним приводом з зусиллям 200 кН, ходом повзуна 30 мм, кількістю ходів до 1000 ход/хв. – до потужних механічних та гідравлічних машин з зусиллям 10 МН та ходом повзуна 450–600 мм. Двостійкові кривошипні преси відкритого типу компанії *STYI* представлені в одно– та двокривошипному варіантах (рис. 10.7), Однокривошипні преси серії SN1 виготовляють з зусиллям 250 кН – 2,5 МН, ходом 35–250 мм та кількістю ходів 45–250 ход/хв., серії SL1 – з зусиллям 1,1–2,5 МН, ходом 110–250 мм та кількістю ходів 30–70 ход/хв. Двокривошипні серій SN2 та SL2 виготовляють з зусиллям 1,1–3 МН, ходом 110–280 мм та кількістю ходів 30–70 х./хв.



Рис. 10.6. Прес LMP-110-H простої дії двостійковий відкритого типу зі змінною швидкістю руху повзуна

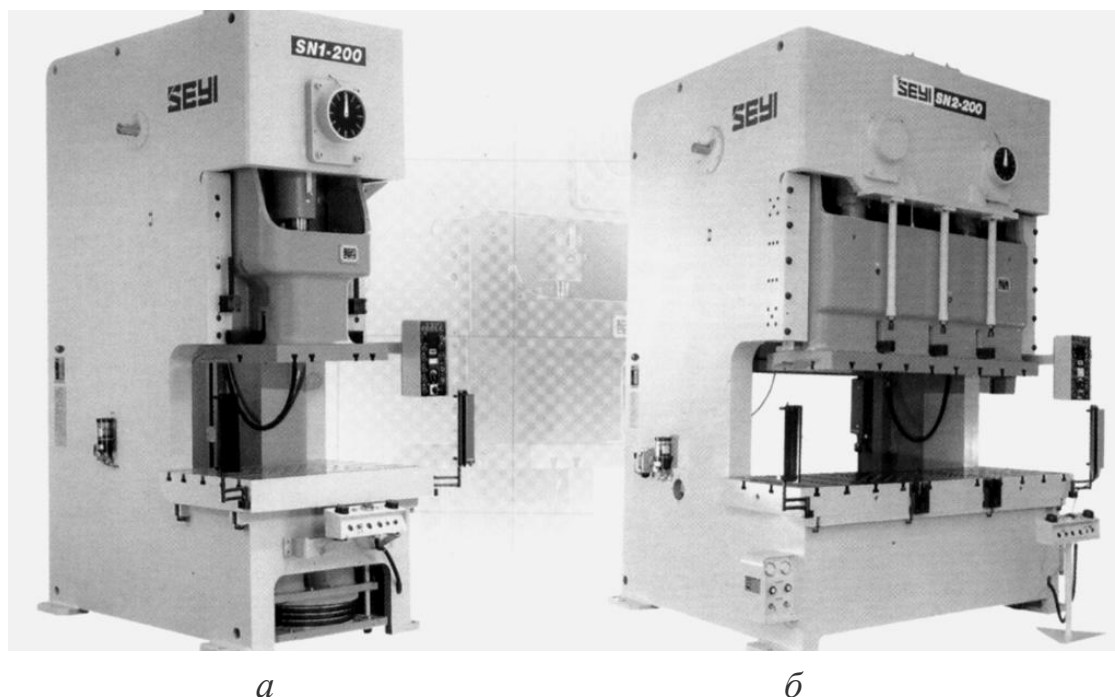


Рис. 10.7. Відкриті двостійкові преси: *а* – однокривошипні серій SN1 та SL1;
б – двокривошипні серій SN2 та SL2 (

Порівнюючи конструкції відкритих пресів, можна відзначити їх переваги та недоліки. Наприклад, в одностійкових пресах поперечне розташування кривошипного вала ускладнює відбір потужності для приводу механізмів подач, тоді як в двостійкових пресах цей недолік усунуто. Однак можливість зміни закритої висоти за допомогою перестановки столу в одностійкових пресах розширює їх технологічні можливості і дозволяє застосовувати для обробки окремих ділянок великогабаритних штамповок. Хоча нахиляєма станина дещо ускладнює конструкцію преса, зате полегшує видалення штампованих виробів і відходів, вони звальюються в тару по нахиленій площині столу під дією сили тяжіння. Поряд з однокривошипним пресом в промисловості застосовують двокривошипні преси відкритого типу (ГОСТ 9222). Основна їх особливість – збільшені розміри столу і повзуна (рис. 10.7, б).

Кривошипні двостійкові преси закритого типу. Це найбільш велика група, що складається з одно-, дво- і чотирьохкривошипних пресів. Відмітна особливість пресів цієї групи – наявність закритої станини рамного або арочного (застарілі конструкції) типу, що обмежує доступ до штампового простору. Підвищена жорсткість конструкції і симетрична пружна деформація

станини закритого типу сприяють не тільки виготовленню точніших штамповок, а й підвищують стійкість інструменту. Кривошипні двостійкові преси закритого типу виготовляють у двох модифікаціях: з підвищеним числом ходів і нормальним ходом – швидкохідні преси; з нормальним числом ходів і збільшеним ходом – тихохідні преси. Конструкція станини пресів всіх типорозмірів передбачає можливість установки притискних подушок. Основні параметри і розміри однокривошипних закритих пресів від 1,6 до 25 МН (рис. 10.8, а) регламентовані ГОСТ 10026. Преси з колінчастим валом або шестеренно-ексцентриковим приводом, розташованим перпендикулярно до фронту преса, виготовляють із закритим приводом. Двокривошипні преси призначені для штампування великих деталей з листа (рис. 10.8, б). Від однокривошипного вони відрізняються розмірами штампового простору. Основні параметри і розміри двокривошипних закритих пресів від 1 до 31,5 МН регламентовані ГОСТ 7766. Двокривошипні преси з закритим приводом у типовому виконанні зустрічаються в двох модифікаціях: з двома шестернями-ексцентриками з безпосередньою підвіскою повзуна до шатуна і з двома шестернями-ексцентриками з підвіскою повзуна до шатуна через плунжер. Перша модифікація двокривошипних пресів в даний час найбільш поширена, тому що забезпечує необхідну точність ходу і жорсткість конструкції. Плунжерна підвіска повзуна за допомогою ущільнень у ґрундбуксах плунжерів дозволяє повністю герметизувати верхню траверсу преса і занурити зубчасті колеса приводу в масляну ванну. Проте конструкція преса при цьому ускладнюється, а його висота збільшується. В унікальних пресах, де важливим фактором є подовження міжремонтного циклу, застосування плунжерній підвіски доцільно.

Фірма STYI виробляє для Європи, Японії та США широкий діапазон однокривошипних пресів (рис. 10.9, а) серій SNS1 та SLS1 (зусилля 800 кН – 2,5 МН, хід 100–250 мм, число ходів 40–125 х./хв.), двокривошипних (рис. 10.9, б) – серій SNS2 та SLS2 (зусилля 1,6–2,5 МН, хід 130–280 мм, число ходів 30–85 х./хв.). Всі преси мають комп'ютерну систему керування, яка забезпечує точне виконання заданого режиму штампування.

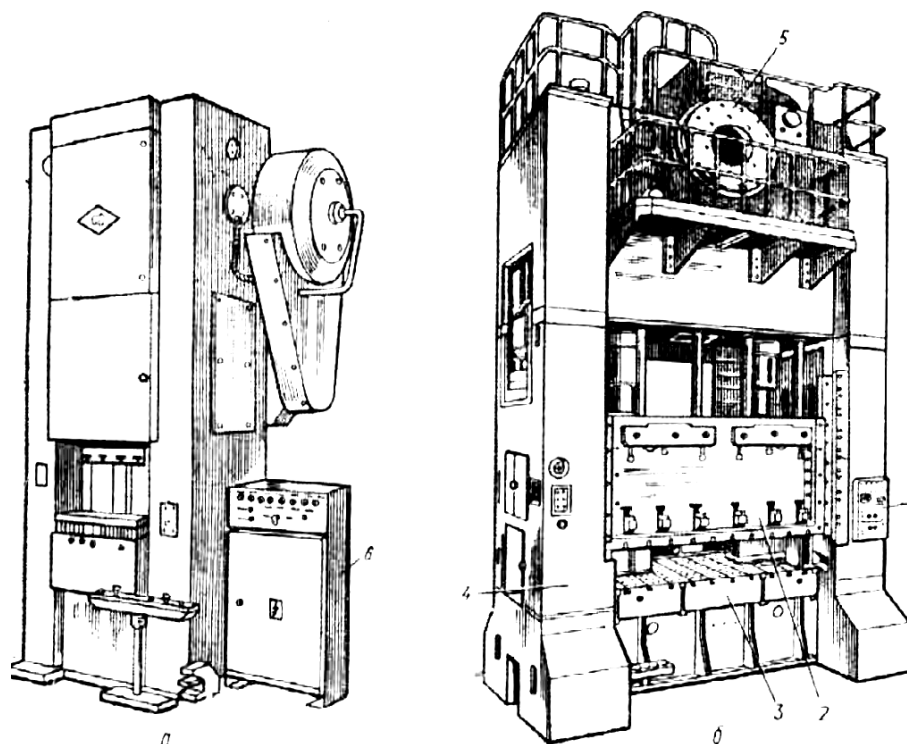


Рис. 10.8. Закриті преси простої дії: *а* – однокривошипні зусиллям 1,6 МН моделі К18072; *б* – двокривошипні зусиллям 10 МН моделі К3540: 1 – пульт керування, 2 – повзун, 3 – стіл, 4 – станина, 5 – привод, 6 – електрошафа.



Рис. 10.9. Преси: *а* – однокривошипний та *б* – двокривошипний преси з закритим приводом компанії STYI

Компанія STYI розробила високошвидкісні високоточні преси серій SH1 та SH2 (рис. 10.10), точність роботи яких відповідає японським індустріальним стандартам (JIS). Випускаються преси з такими технічними характеристиками: серія SH1 – зусилля 200–450 кН, хід 12–40 мм, число ходів

200–1000 х./хв., серія SH2 – зусилля 300–600 кН, хід 30–50 мм, число ходів 200–700 х./хв.

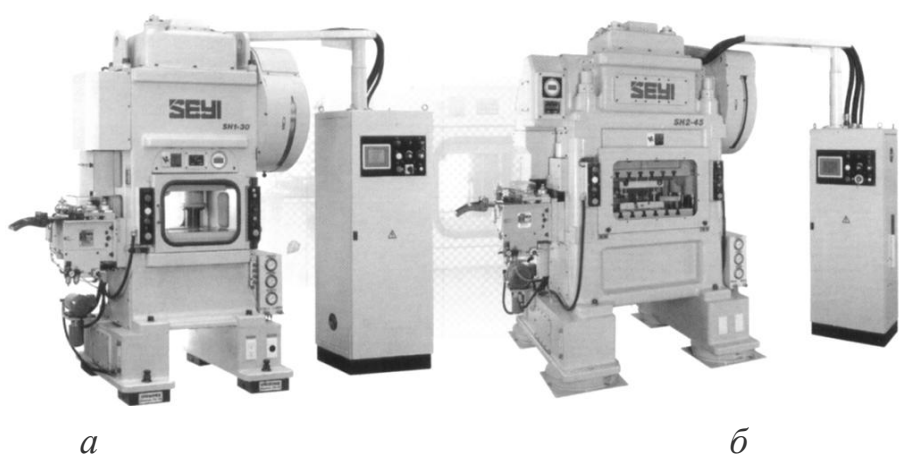


Рис. 10.10. Високошвидкісні високоточні преси: *а* серій SH1 та *б* – SH2

10.1.2. Регулювання закритої висоти преса та робота притискної подушки

В закритих пресах величину ходу повзуна не регулюють, а регулювання закритої висоти механізовано. Існує три різновиди з'єднання шатунів з опорами: з використанням кулькової головки та п'яти в пресах до 1 МН (див. рис. 7.1), через палець (рис. 10.11) в пресах зусиллям більше 1 МН та через зовнішню поверхню малої головки шатуна в пресах будь-яких зусиль.

В двох- і чотирьохкривошипних пресах механізм регулювання для запобігання перекосів повзуна повинен забезпечувати одночасне зміщення підвіски. На рис. 10.11 наведений механізм регулювання закритої висоти витяжного повзуна двокривошипного преса подвійної дії, виконаний у вигляді двоступеневої черв'ячної передачі. Регулювальний гвинт 1, гайка 2 з черв'ячним вінцем 3 спираються на бронзове кільце 4, яке прикріплене до повзуна 5. В стакані 6 розміщений також на конічних роликотідишипниках 7 черв'як 8 тихохідної черв'ячної пари. Регулювання підшипників виконується за допомогою прокладок під кришками 9 та 10. Стакан 6 є не тільки корпусом механізму регулювання, а і корпусом редуктора черв'ячної пари привода. В двокривошипному пресі таких стаканів два.

При використуванні листоштампувального преса простої дії для витягування порожнистих виробів з листових матеріалів необхідно забезпечити притискування металу в процесі деформації, в такому випадку вибирають преси з пневмо- або гідроподушками.

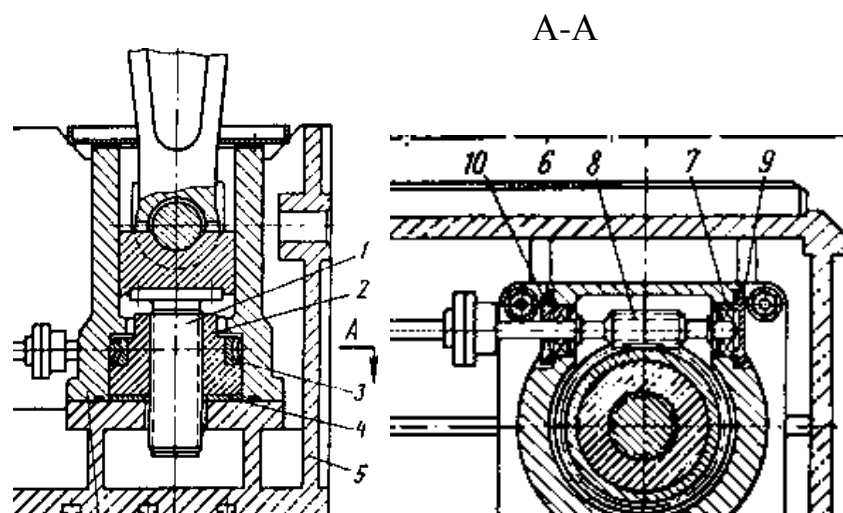


Рис. 10.11. Механізм регулювання закритої висоти витяжного повзуна двокривошипного преса подвійної дії.

Пневматичними подушками оснащені преси з зусиллям 1 МН та більше, в тому числі преси типу К31, К35, К37. Робота преса простої дії з витяжним штампом наведена на рис. 10.12. Матриця для витягування 8 з виштовхувачем 7 тримачем 6 закріплена на повзуні 3 головного виконавчого механізму, який складається з кривошипа 1 та шатуна 2. До корпуса штампа 11, який закріплений на столі 12, жорстко закріплений витяжний пуансон 10, який нерухомий під час роботи. З нижньої сторони стола закріплена пневмоподушка з нерухомим циліндром 15, двома рухомими поршнями та штоком 16. Рух поршнів упорною плитою 14 та штовхачами 13 передається притискному кільцю 9, яке в початковий момент витягування знаходиться на рівні верхньої кромки пуансона. При робочому ході повзун рухається вниз і через витяжну матрицю переміщує вниз поршні подушки, які стискають повітря. Тиск в циліндру підвищується, і відбувається скид повітря в ресивер 20. При перевищенні тиску в ресивері спрацьовує запобіжний клапан 18. Подача повітря від мережі керується регулятором тиску 22. Для запобігання перепуску повітря з ресивера в мережу встановлений зворотній клапан 23. Забезпечується сталість зусилля притиску протягом всього робочого ходу повзуна. Фільтр 24 необхідний для очистки повітря, вентилі 21 та 23 для випуску конденсату та перекриття мережі, манометр 19 для контролю за тиском повітря.

При використуванні листоштампувального преса простої дії для витягування порожнистих виробів з листових матеріалів необхідно

забезпечити притискування металу в процесі деформації, в такому випадку вибирають преси з пневмо– або гідроподушками. Пневматичними подушками оснащені преси з зусиллям 1 МН та більше, в тому числі преси типу К31, К35, К37. Конструктивна схема пневмоподушки з найбільшим номінальним зусиллям 200 кН наведені на рис. 10.12. Стисле повітря з мережі подається в порожнину *c*, потім через отвір в штоку 7 – в порожнину *d*. Під дією стислого повітря поршні 1 та 5 переміщуються в циліндрі 2 та через шток 7 передають зусилля на траверсу 4, яка рухається в напрямних 6 станини преса. В плиту, яка закріплена на траверсі, впираються товкачі. В столі преса 3 знаходяться вікна для проходу траверси з плитою, а в підштамповій плиті – отвори для розташування товкачів. При підйомі поршнів повітря з порожнин *b* і *c* вільно виходить в атмосферу.

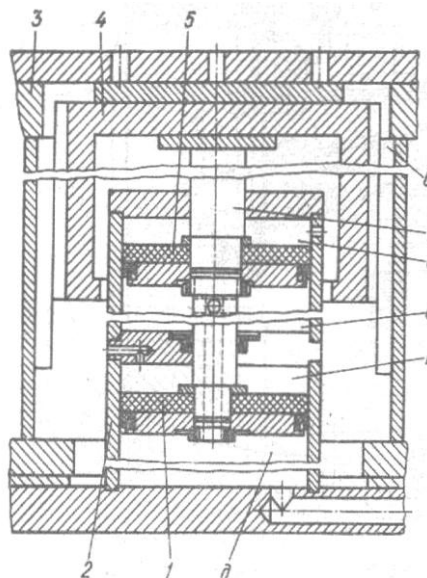


Рис. 10.12. Конструктивна схема пневматичної подушки

10.1.3. Витяжні преси подвійної і потрійної дії

Витяжні преси подвійної і потрійної дії призначені для глибокої витяжки порожнистих виробів з листових матеріалів. На цих пресах витягування – основна операція, яка обумовлює їх конструкцію за рахунок спеціального виконавчого механізму, що забезпечує притиск листа в процесі деформування заготовки. Як приклад розглянемо принцип дії витяжного преса подвійної дії моделі К5530, кінематична схема якого показана на рис. 10.13. Головні параметри преса: номінальне зусилля $P_{\text{ном}}$ на внутрішньому і зовнішньому повзунах відповідно 1 МН і 630 кН; повний хід

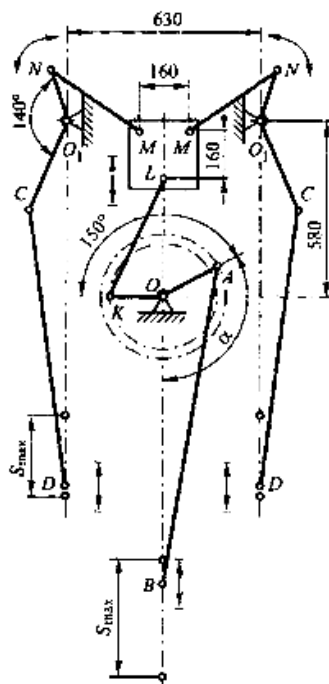


Рис. 10.13. Кінематична схема витяжного преса подвійної дії

162

кінцевого кривошипа ОК по відношенню до головного на деякий кут (в даному випадку на 150°). Завдяки цьому при повороті головного кривошипа на $\alpha = 95^\circ$ повзун зупиняється в крайньому нижньому положенні. Внутрішній повзун з цієї миті може здійснювати витягування. На практиці для витягування використовують декілька менший хід повзуна, відповідний $\alpha_{px} = 75...80^\circ$. Вистоювання зовнішнього повзуна продовжується до тих пір, поки внутрішній повзун не підніметься вгору до кута повороту провідного кривошипа $\alpha = 345^\circ$, тобто продовжується від $\alpha \sim 110^\circ$ до $\alpha \sim 330^\circ$. Запізнення відходу зовнішнього повзуна після закінчення витяжки необхідно для того, щоб забезпечити знімання деталі з витяжного пуансона або безперешкодне її виштовхування з нижньої половини штампа. Зворотний хід повзуни здійснюють з різними швидкостями – зовнішній рухається швидше і досягає крайнього верхнього положення раніше, ніж внутрішній. Зсув фази, що характеризується кутом повороту ведучого кривошипа, при якому зовнішній повзун приходить в крайнє верхнє положення, називають *випередженням*. Зазвичай воно становить $25...50^\circ$. Зупинка повзунів відбувається при незначному недоході ведучого кривошипа до крайнього верхнього положення. При цьому зовнішній повзун, пройшовши крайнє верхнє положення, опуститься на деяку відстань вниз.

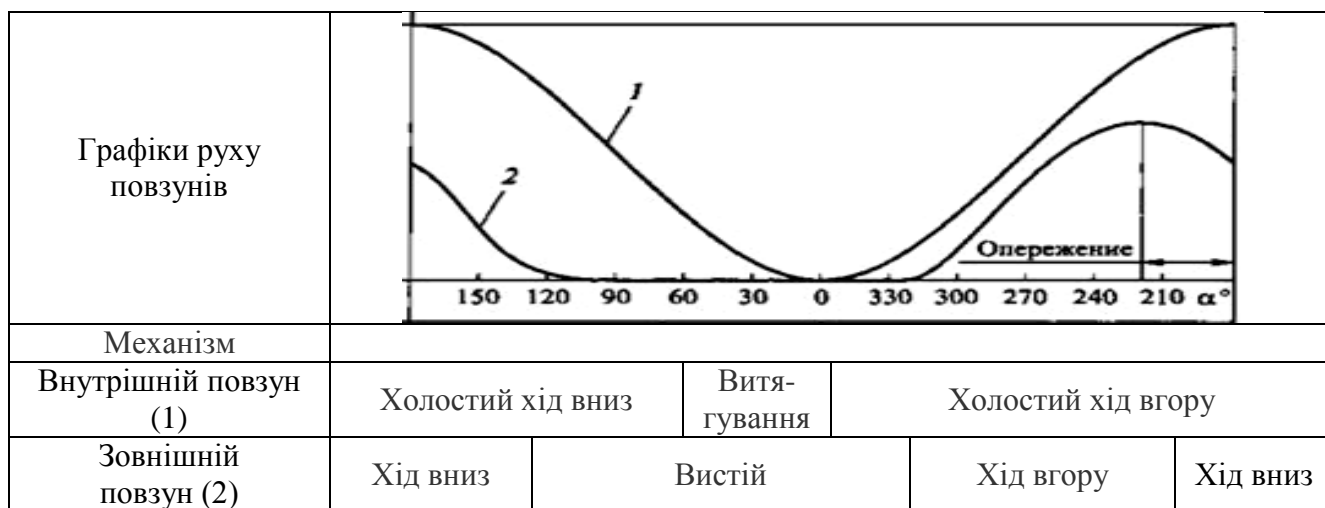


Рис. 10.14. Циклограма витяжного преса подвійної дії

Кількість типових схем кінематичних ланцюгів для приводу механізму притиску витяжних пресів подвійної дії обмежена (рис. 10.15). Найбільш простий ланцюг у чотирьохланковому трьохкривошипному механізмі

(схема *а*). Вистоювання зовнішнього повзуна у такому механізмі немає. Тому дану схему застосовують тільки у пресах для неглибокої витяжки, яка здійснюється внутрішнім повзуном. Дійсне призначення зовнішнього повзуна – вирубка заготовки. Зовнішній повзун у восьми- і десятиланкових кривошипних колінно-важільних механізмах (схеми *б* і *в* на рис. 10.15) знаходиться в крайньому нижньому положенні тільки при повному розпрямленні коліна, на якому підвішений повзун. Протягом решти часу повзун дещо відходить від крайнього нижнього положення. Рух зовнішнього повзуна буде тим більше наближатися до абсолютного вистою, чим більше ланок у схемі механізму притиску. Тому, будучи ідентичними за структурою, обидва типи колінно-важільних механізмів – восьмиланковий (здвоєний механізм з повзунком) і десятиланковий – відтворюють дещо різні закони руху зовнішнього повзуна. У десятиланковому механізмі повзун стоїть внизу довше за часом при меншому відході повзуна від крайнього нижнього положення. Восьмиланкова схема, забезпечуючи вистоювання зовнішнього повзуна в необхідних межах, має важливу конструктивну перевагу – компактність – і знаходить широке застосування в сучасних однокривошипних пресах закритого типу з розташуванням ведучого кривошипа перпендикулярно фронту станини преса.

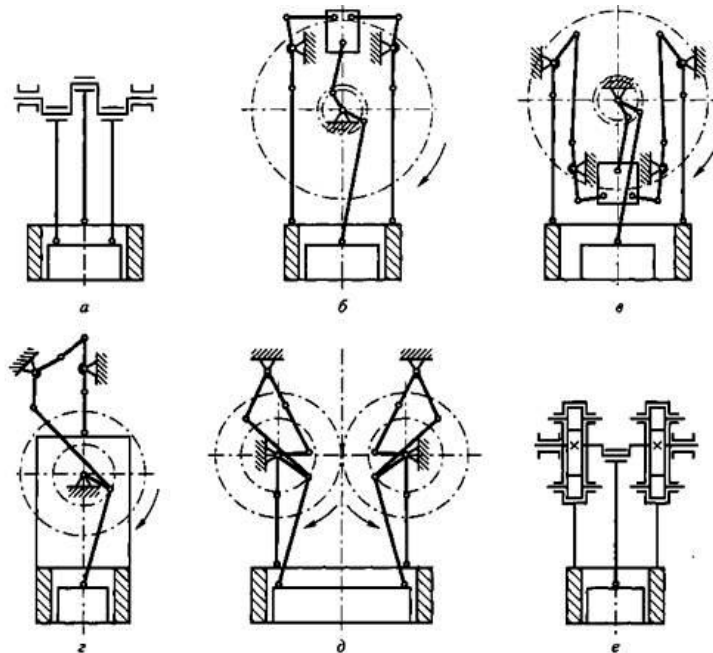


Рис. 10.15. Типові кінематичні схеми приводів кривошипних пресів подвійної дії:

а – чотирьохланковий трьохкривошипний механізм;

б, в – восьми- і десятиланковий кривошипний колінно-важільний механізм;

з, д – механізми притиску; *е* – механізм притиску з застосуванням кулачкових пар

Механізми притиску, наведені на схемах $г$ і $д$ (рис. 10.15), відносяться до кривошипно-колінних. Вони ідентичні за структурою – це восьмиланкові механізми з приводом від провідного кривошипа головного виконавчого механізму. Тому необхідна компоновка механізму притиску всередині станини преса і виконання ведучого кривошипа у вигляді шестерні-ексцентрика. Різниця між схемами пов'язана з розташуванням вісі хитання проміжних важелів. Деяка рухливість притискного повзуна з важільним приводом в період робочого ходу допустима згідно вимогам, що пред'являються до притиску. У початковому положенні між нижньою площиною кільця, закріпленого на притискному повзуні, і верхньою площиною нижньої половини штампа встановлюється зазор. У процесі витяжки товщина плоского фланця збільшується, заготовка стикається з кільцем і в результаті цього виникає притискна сила. Вона буде тим більше, чим менше зазор. При дуже малому зазорі можливий відрив дна у виробі, що витягується, при завищеному зазорі на виробі утворюються складки. Оптимальний зазор встановлюють налагодженням на зовнішньому повзуні для штампування кожного виробу при регулюванні положення притискного повзуна.

Для невеликих витяжних пресів спеціального призначення багатоланкового механізму притиску стає недоліком конструкції. У цьому випадку можливе застосування кулачкових пар, подібних схемі $е$, наведеної на рис. 10.15. Однак експлуатація цих пресів показала, що привод зовнішнього повзуна з використанням профільних кулачків – не цілком вдале рішення, оскільки вони швидко зношуються і не забезпечують рівномірний притиск заготовки. За конструктивними ознаками преси подвійної дії подібні листоштампувальним пресам простої дії і включають дві групи машин: кривошипні двостійкові преси відкритого та закритого типу. Основні параметри і розміри двох- і чотирьох кривошипних пресів регламентовані ГОСТ 7639, ГОСТ 8247 і ГОСТ 16268. На рис. 10.16 та рис. 10.17 наведені преси подвійної дії – однокривошипний моделі КГ5530 та чотирьохкривошипній моделі К7040.

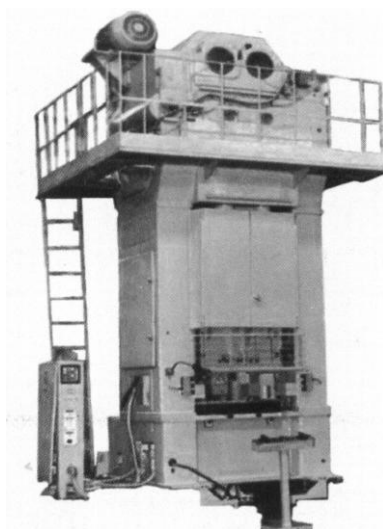


Рис. 10.16. Закритий однокривошипний прес подвійної дії моделі КГ5530 з зусиллями: внутрішнього повзуна – 1 МН, зовнішнього – 630 кН, ходом внутрішнього повзуна – 400 мм, зовнішнього – 250 мм, числом ходів – 30 х/хв

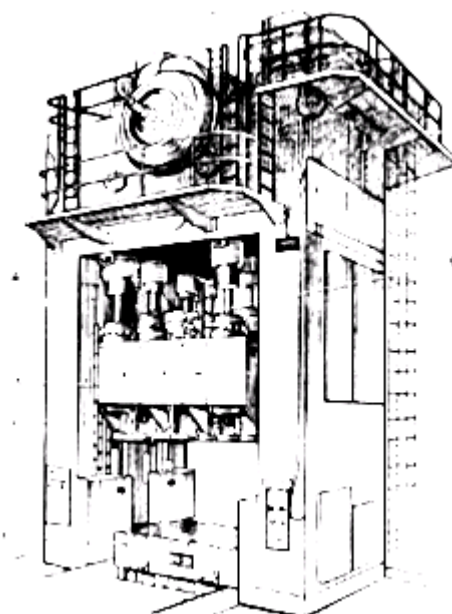


Рис. 10.17. Закритий чотирьохкривошипний прес подвійної дії моделі К7040:
1 – висувний стіл, 2 – станина, 3 – притискний повзун, 4 – механізм регулювання закритої висоти зовнішнього повзуна, 5 – головний привод, 6 – механізм регулювання закритої висоти витяжного повзуна

Витяжні преси потрійної дії. Преси потрійної дії призначені для штампування з листа великогабаритних виробів складної форми з порожнинами. Для їх виготовлення необхідно одночасно здійснювати пряму і зворотну витяжки. Тому потрібен додатковий механізм, виконуючий орган якого переміщався б у напрямку, протилежному руху верхніх повзунів. Принципова схема преса потрійної дії з двома незалежними приводами

показана на рис. 10.18. На відміну від пресів подвійної дії в цих пресах привод верхнього витяжного повзуна здійснюється не кривошипно-повзунним, а кривошипно-колінним механізмом. Це необхідно для того, щоб, по-перше, забезпечити особливі кінематичні властивості (вистій витяжного повзуна в крайньому нижньому положенні) і, по-друге, кривошипно-колінний механізм легко міг би бути виведений зі стану розпору при зупинці повзуна в крайньому нижньому положенні. Привод нижнього витяжного повзуна, зупинки якого у верхньому положенні не потрібно, здійснюється від звичайного кривошипно-повзунного механізму. Циклічність роботи преса досягається таким чином. Після включення муфти головного приводу спочатку здійснюється випереджувальний рух і зупинка притискного повзуна, а потім починається хід вниз верхнього витяжного повзуна. Коли повзун досягає крайнього нижнього положення, спеціальний кулачок, впливаючи на кінцевий вимикач електропневматичної системи управління, вимикає муфту, і верхній повзун зупиняється. Дещо раніше автоматично включається муфта приводу нижнього повзуна за допомогою вимикача, зблокованого з ходом верхнього витяжного повзуна. При зворотному ході вниз нижній повзун включає головний привод, а верхній витяжний повзун після вистоювання починає зворотний хід вгору. Вистоювання притискного повзуна триває трохи довше і необхідно для забезпечення знімання виробів з витяжного пуансона. При підході всіх трьох повзунів до їхніх вихідних положень відбувається відключення муфт головного і нижнього приводів і їх зупинка. Для такого робочого ходу необхідно повторне включення преса.

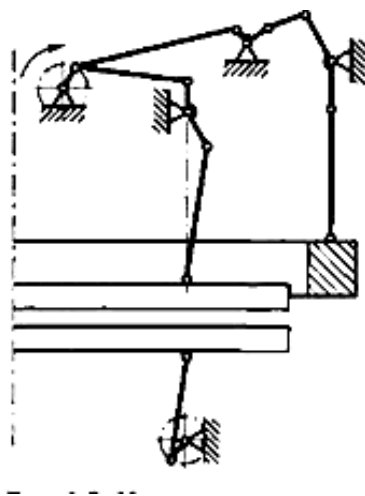


Рис. 10.18. Кінематична схема преса подвійної дії

10.1.4. Підшипники ковзання шатунів пресів

Шатуни кривошипних пресів виконують *складеними* або *суцільними* незмінної довжини. Шатуни незмінної ї довжини по конструкції верхнього підшипника можуть бути *суцільними* та *роз'ємними*. Роз'ємні більш придатні до експлуатації, тому що дозволяють регулювання зазорів в верхньому підшипнику. В роз'ємних шатунах кришка повинна охоплювати шийку шатуна та бути жорстко зафіксована відносно шатуна від можливого зсуву. В напрямку, перпендикулярному вісі шатуна це забезпечується замком (рис. 10.19, а), а в напрямку вздовж вісі – встановленням болтів.

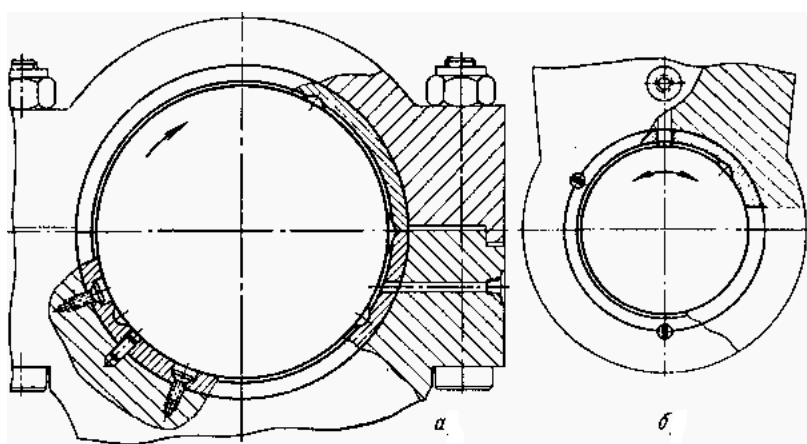


Рис. 10.19. Підшипники шатунів: а – верхній, б – нижній

Для покращення регулювання зазору в верхньому підшипнику в місці роз'єму встановлюють прокладки, які при ремонті шліфують на необхідну величину з урахуванням зношування. Для кріплення кришки до шатуна рекомендують використовувати корончаті гайки зі шплінтами (рис. 10.19, а). Кріплення втулок підшипників виконується їх посадкою в тіло шатуна з гарантованим натягом, при цьому в місці з'єднання втулки з тілом шатуна встановлюються контрольні гвинти (рис. 10.19, б). Використання перехідних посадок неприпустимо, тому що контрольні гвинти не зможуть запобігти повороту втулки в шатуні при не достатку змащування в підшипнику.

Кріплення вкладишів підшипників виконується гвинтами в потай по робочі поверхні. Стопоріння цих гвинтів досягається або луженням після їх затягування (рис. 10.20, а), або розкернуванням кінців шліцьового пазу після

затягування. Гніздо під головку гвинта повинно мати зверху циліндричну ділянку (рис. 10.20, б). Конічні гнізда (рис. 10.20, в) виконувати не рекомендується.

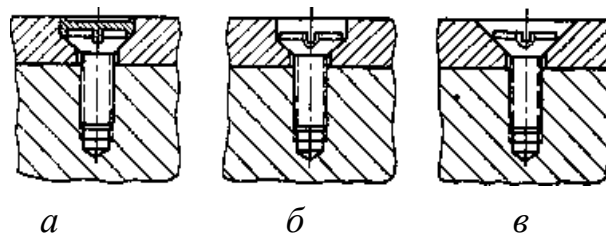


Рис. 10.20. Способи кріплення вкладишів:

а – стопоріння гвинтів луженням, або розкернуванням;
б – гніздо під головку гвинта з циліндричною ділянкою; *в* – конічні гнізда

10.1.5. Листоштампувальні преси-автомати

За типовими ознаками технології преси-автомати поділяють на *універсальні* і *спеціальні*. Універсальні преси-автомати призначені для виробництва виробів широкої номенклатури із застосуванням різнорідних операцій окремо або в певній послідовності, спеціальні – для виготовлення виробів заданої форми, наприклад витяжні.

За особливостями конструктивного виконання універсальні преси-автомати включають чотири групи машин: з нижнім приводом, з верхнім приводом, з автоматичною подачею матеріалу і координатно-пробивні з програмним керуванням.

Листоштампувальні преси-автомати з нижнім приводом. Такі преси (ГОСТ 10739) застосовують для штампування з стрічки в штампах послідовної дії з операційною передачею через робочу зону за допомогою двосторонньої валкової подачі.

Конструкція станини складається з основи, стійок з підшипниками для головного одноколінчатого вала 3 та столу (рис. 10.21). Повзун 5 головного виконуючого механізму пересувається в напрямних стійках і жорстко з'єднаний чотирма колонками 2 з верхньої траверсою 1. Завдяки розташованим в столі напрямним втулкам, по яким рухаються колонки, і стійкі повзуна забезпечується висока точність руху траверси з закріпленим інструментом. Висоту штампового простору регулюють за допомогою гвинта шатуна 4. Для балансування преса рухомі частини головного механізму підтримують пневматичні або пружинні врівноважувачі. Подача приводиться

в дію кулісно-рейковим механізмом від шипа ексцентрикової шайби на головному валу. Для рубки відходів є ножиці з приводом від верхньої траверси або від головного вала. Сучасні моделі пресів обладнані високошвидкісними електродвигунами та двоступеневими шестеренними редукторами, що забезпечує до шести швидкостей руху повзуна. Зв'язок між електродвигуном і маховиком виконується клинопасовою передачею. Нові преси малих моделей випускають з керованими фрикційними муфтами. Преси-автомати з нижнім приводом випускають з номінальним зусиллям $P_{ном}$ до 4 МН.

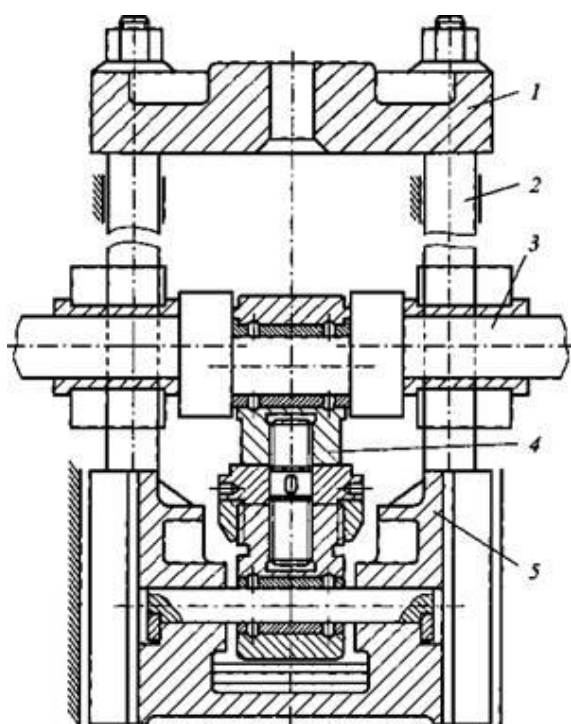


Рис. 10.21. Схема преса-автомату з нижнім приводом

Листоштампувальні преси-автомати з верхнім приводом. Формально будь-який універсальний прес з верхнім приводом, обладнаний відповідними механізмами подач, може бути віднесений до структурної групи пресів-автоматів. Наприклад, однопозиційні преси патронно-гільзового виробництва, які за особливостями конструкції є пресами простої дії і обладнані револьверними подачами, працюють в якості пресів-автоматів. Масовість виробництва підшипників і багатоопераційний характер штампування для них деталей з листа, особливо фасонних кілець сепараторів, послужили поштовхом до створення спеціалізованих пресів з автоматичним циклом

роботи – багатопозиційних пресів-автоматів. Необхідність встановлення декількох штампів в заданій послідовності, автоматична подача вихідної заготовки, її міжопераційного транспортування, видалення відходів, точність і швидкість налагодження інструменту окремо за операціями визначили конструктивні особливості багатопозиційних пресів-автоматів: подовжена по фронту станина і головний повзун з відповідними габаритними розмірами, що дозволяють установку від 6 до 14 штампів; пристосування в головному повзуні для роздільного кріплення верхніх рухомих частин штампів з індивідуальним регулюванням закритої висоти по позиціях; як правило, два роздільних механізми подачі: для вихідного металу і для міжопераційного транспортування (грейферного типу, кліщовий, рідше валковий); притискні пристрої в столі преса для виконання витяжки на окремих позиціях; верхні і нижні виштовхувачі, причому для виштовхування знизу використовують притискні пристрої; ножиці для розрізання відходів. Принципова схема механізмів 14-позиційного преса, які транспортують, зображена на рис. 10.22. У період холостого ходу головного повзуна при $\alpha = 90^\circ$ валкова подача *В* протягує стрічку на позицію вирубки, здійснювану бічним повзуном. Далі спеціальний шиберний механізм *III* виносить вирубану заготовку (позиція 0) до захопленням грейфером міжопераційної подачі *Г*. Позиції 1–3, 10–

14 – холості, обробка проводиться в позиціях 4–9.

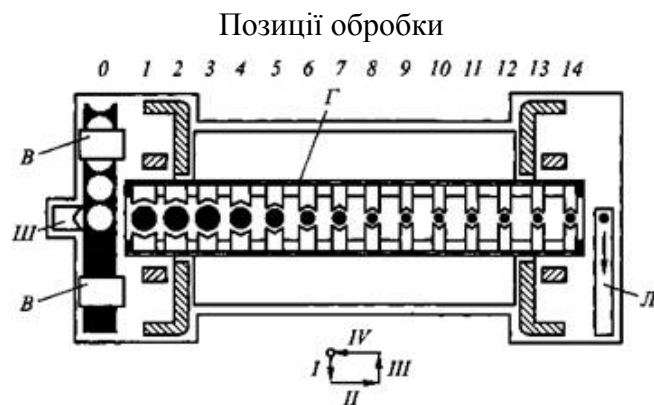


Рис. 10.22. Схема розташування механізмів транспортування на пресі автоматі з верхнім приводом

Грейфер складається з двох поздовжніх планок з двосторонніми лапками-захватами. Планки грейфера від індивідуального приводу (механічного від електродвигунів, гідравлічного) або від головного приводу

преса здійснюють повздовжній і поперечний зворотно-поступальний рух. При зворотному холостому ході головного повзуна після витримки в розкритому положенні спрацьовує механізм поперечного переміщення планок і грейфер закривається. При цьому лапки захоплюють оброблювані заготовки.

Механізм повздовжнього переміщення планок після вистоювання переносить заготовки на крок подачі з попередньої позиції на наступну. У період робочого ходу грейфер в розкритому стані починає холостий хід у вихідне положення (цикл роботи грейфера завершений). Крок подачі грейфера є незмінним для кожного типорозміру преса, так як визначається міжосьовою відстанню позицій штампування. Зів між лапками регулюють за допомогою настановних гвинтів. Стрічковим транспортером *Л* (рис. 10.22) відштамповану деталь видаляють з робочої зони преса. Згідно ГОСТ 8260, багатопозиційні преси-автомати виготовляють з зусиллям 100 кН...10 МН. Число позицій у стандартних пресів змінюється від 6 до 12. У світовій практиці багатопозиційні преси, складені з декількох модульних блоків, випускають з зусиллям до 40 МН і допускають штампування виробів до 1000 мм в поперечних розмірах при товщині листа до 6 мм. Сучасні багатопозиційні преси-автомати завдяки своїй універсальності застосовуються у виробництві різноманітної продукції: підшипників, електричних машин та апаратів, автомобілів і т. п. Вартість багатопозиційних пресів-автоматів у зв'язку з їх ускладненою конструкцією значно вища ніж аналогічних пресів простої дії. Проте в масовому і багатосерійному виробництві багатопозиційні преси-автомати економічно дуже ефективні і швидко окупаються, тому що, замінюючи кілька пресів, дозволяють вивільнити значні виробничі площі, знизити експлуатаційні витрати і зменшити число робітників, зайнятих на їх обслуговуванні.

Листоштампувальні преси-автомати з самоподачею матеріалу. Велика кількість дрібних виробів можна штампувати на невеликих за номінальним зусиллям пресах з будь-якими досяжними швидкостями, тому що технологія не ставить ніяких вимог щодо цього. Однак інерційність подаючих механізмів звичайних типів перешкоджає різкому збільшенню числа ходів преса. Особливе місце займають преси-автомати з самоподачею матеріалу, що дозволяють працювати з числом ходів до 3000 в хвилину.

Координатно-пробивні преси з програмним управлінням. Для сучасного виробництва характерним є постійне ускладнення конструкцій виробів, збільшення їх номенклатури та часта її заміна і скорочення строків освоєння. Для виконання таких вимог створюється обладнання, яке здатне швидко переналаджуватися на обробку нових деталей. Типовими представниками «гнучкого» обладнання в КШО є координатно-пробивні преси.

Координатно-пробивні преси (КПП) призначені для виготовлення в автоматичному режимі плоских деталей типа панелей плат, щитків приладів та інших деталей з листового матеріалу. На них можливо виконувати такі операції: послідовне вирубування та пробивання різних за розмірами та формою отворів, пазів, обрізку кутів в деталях типа панелей, контурну та прямолінійну висічку.

Особливістю КПП є то, що для виконання технологічних операцій використовують набір пуансонів та матриць в револьверної головці, які автоматично міняються по програмі та координатний стіл з каретками, який переміщає заготовку по заданим координатам. Деякі моделі КПП, крім інструменту для пробивки отворів, оснащені пристроями для послідовного штампування складних зовнішніх та внутрішніх контурів та фрезерування – зачистки задилок вирубленого контуру.

Координатно-пробивні преси масово виготовляються з зусиллям від 100кН до 630кН, на них обробляють заготовки з розмірами 1200x2500 мм, число комплектів штампів досягає 48. Ці преси є базовими для створення гнучких автоматизованих виробництв, в які входять листові ножиці, преси для згину.

У теперішній час існує декілька конструкцій координатно-пробивних пресів, які розрізняються між собою за конструкцію головного виконавчого механізму (ГВМ): кривошипно-повзунний або кривошипно-колінчастий, за конструкцією револьверної головки та її приводу: ланцюговому чи рейковому; механізму переміщення листа: ходовими гвинтами або рейками.

Розглянемо конструкцію координатно-пробивного преса з кривошипно-повзунним ГВМ та з ланцюговим приводом револьверної головки (рис. 10.23).

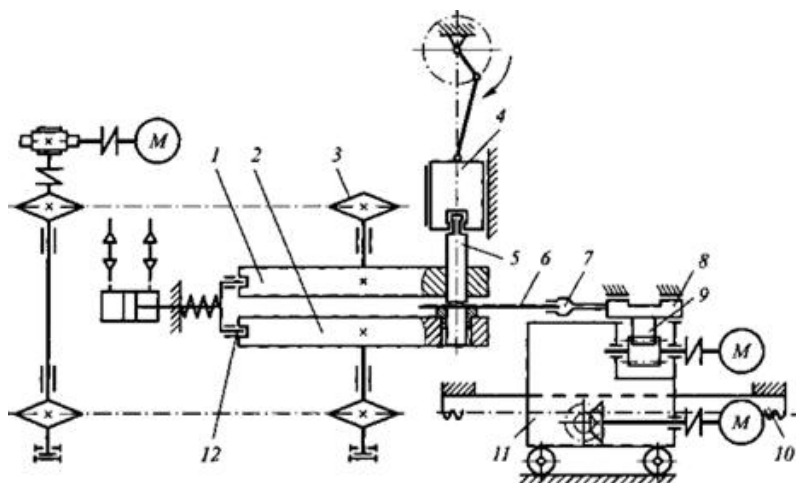


Рис. 10. 23. Принципіальна схема координатно-пробивного преса
з кривошипно-повзунним ГВМ

Відмітна особливість конструкції таких пресів – привод револьверної головки (рис. 10.23), у верхньому 1 і нижньому 2 дисках, в якому розміщено від 12 до 36 нормалізованих штамів. Необхідний за технологією пуансон 5 переміщується на робочу позицію головного повзуна 4 та прес повертає головки на заданий кут. Привод повороту головки складається з здвоєної ланцюгової передачі, зірочки 3 якої укріплені на валу головки, а також черв'ячного редуктора. Зупинка головки відбувається після того, як буде забезпечено соосне розташування штампа і повзуна з фіксацією дисків за допомогою пневматичних штирів 12. Потім кривошипно-повзунний механізм здійснює робочий хід і пуансон пробиває отвір в листовій заготовці 6.

Заготовку переміщують дві каретки: головна 11 для перенесення в напрямку, перпендикулярному фронту преса, і транспортна каретка 8, яка пересувається по головній каретці, для переносу вздовж фронту преса. На транспортні каретці встановлені механічні (або пневматичні) кліщові затискачі 7 для захоплення заготовки. Індивідуальний привод кареток – від ходових гвинтів або рейковий, як показано на рис. 10.23. Різниця в схемах приводу полягає в тому, що рейка 10 нерухомо укріплена на станині преса, а електродвигун з передачею та рейковою шестернею закріплені на головній каретці і разом з нею пересуваються; на транспортній каретці укріплена рейка 9, а електродвигун з передачею та рейковою шестернею закріплені на головною каретці і нерухомі щодо транспортної.

На рис. 10.24 та 10.25 представлені кінематична схема КПП з кривошипно-колінним ГВМ та конструкція револьверної головки, в якій привод верхнього та нижнього дисків здійснюється від електродвигуна

постійного струму через редуктор та зубчасті венці. Від головного електродвигуна 12 обертання передається шківом 13 на маховик 11, в якому змонтована муфта-гальма 10 з пневматичним включенням, що дозволяє періодично з'єднувати маховик 11 через зубчасту пару 9 з колінно-важільним механізмом, який рухає повзун 7. Привод верхнього та нижнього дисків револьверної головки 18 відбувається від електродвигуна постійного струму 14 через редуктор 6 та зубчасті венці 15. Для фіксації дисків в момент виконання операції передбачені два фіксатори 16, пальці яких входять в втулки, запресовані в диски, що забезпечує їх жорстку фіксацію. Від електродвигунів постійного струму 21 та 1 через редуктори 22 і 2 переміщення координатного столу (нижня каретка) та верхньої каретки відбувається гвинтовими кульковими парами кочення 5 та 23 відповідно.

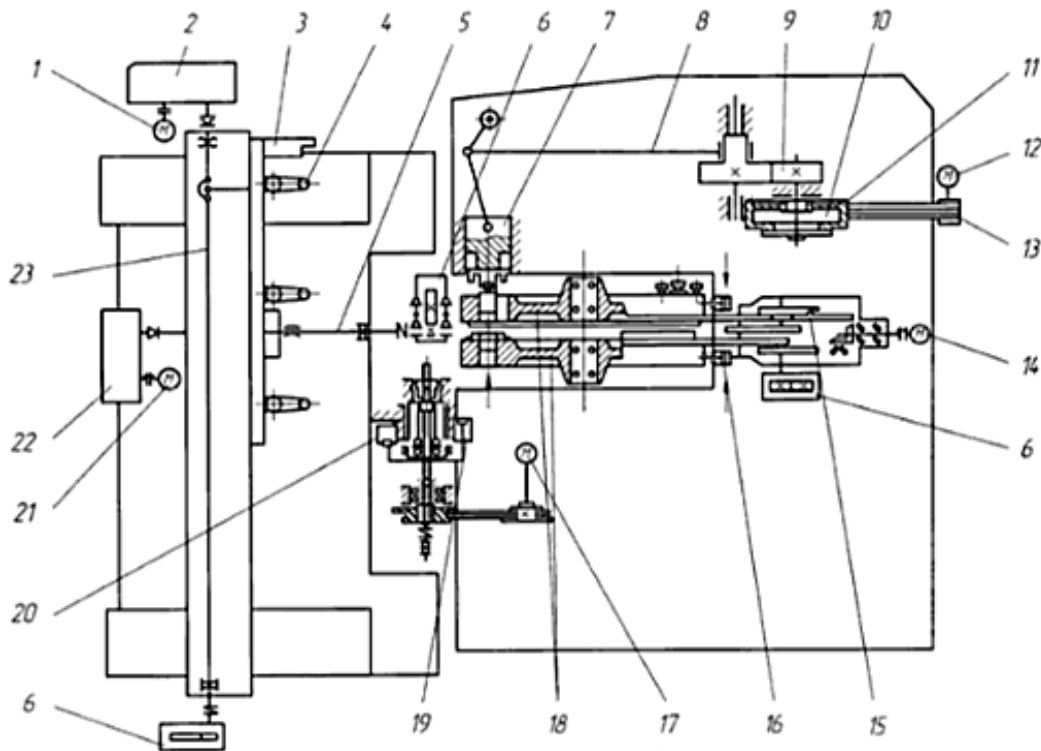


Рис. 10.24. Кінематична схема координатно-пробивного преса з кривошипно-колінним ГВМ: 1, 12, 14, 17, 21 – електродвигун, 2, 6, 22 – редуктор, 3 – упор, 4 – листотримач, 5 – пара кочення, 7 – повзун, 8 – колінно-важільний механізм, 9 – зубчаста передача, 10 – муфта – гальма, 11 – маховик, 13 – шків, 15 – зубчасті венці, 16 – фіксатор, 18 – диски, 19 – вузол послідовного штампування, 20 – вузол фрезерування

Заготовка встановлюється на координатному столі до упора 3 та закріплюється трьома пневматичними листотримачами 4, які закріплені на верхній каретці. Вузол послідовного штампування контуру 19 та вузол фрезерування 20 приводяться в дію від електродвигуна 17. Станина КПП – С-

образна, зварна. Координатний стіл призначений для переміщення заготовки за заданими координатами та зупинки її в необхідному положенні. Він встановлюється на тумбі. Для зміни закритої висоти преса в приводі повзуна встановлена ексцентрикова вісь, яка за допомогою рукоятки може бути повернута та зафіксована в необхідному положенні. При цьому закрыта висота преса змінюється на $\pm 5,0$ мм, Це необхідно для компенсації висоти штампа при шліфуванні пуансонів та матриць.

Револьверна головка (рис. 10.25) складається з двох верхнього 8 та нижнього 5 дисків, які обертаються на підшипниках кочення. Вони посаджені на осях 2 та 4, які закріплені в плитах С-образної рами. В гніздах верхнього диска знаходяться пуансонотримачі 1 різних типорозмірів, а в нижньому стільки ж тримачів матриць 6. На циліндричній поверхні верхнього та нижнього дисків запресовані конічні втулки 3, в які входять пальці фіксаторів в момент виконання технологічної операції, які забезпечують жорстке стопоріння дисків. Перед поворотом дисків пальці виводять з гнізд. На кожній операції верхнього револьверного диска притискні пристрої 7 забезпечують притиск заготовки під час виконання операції та її знімання з пуансона при зворотному ході.

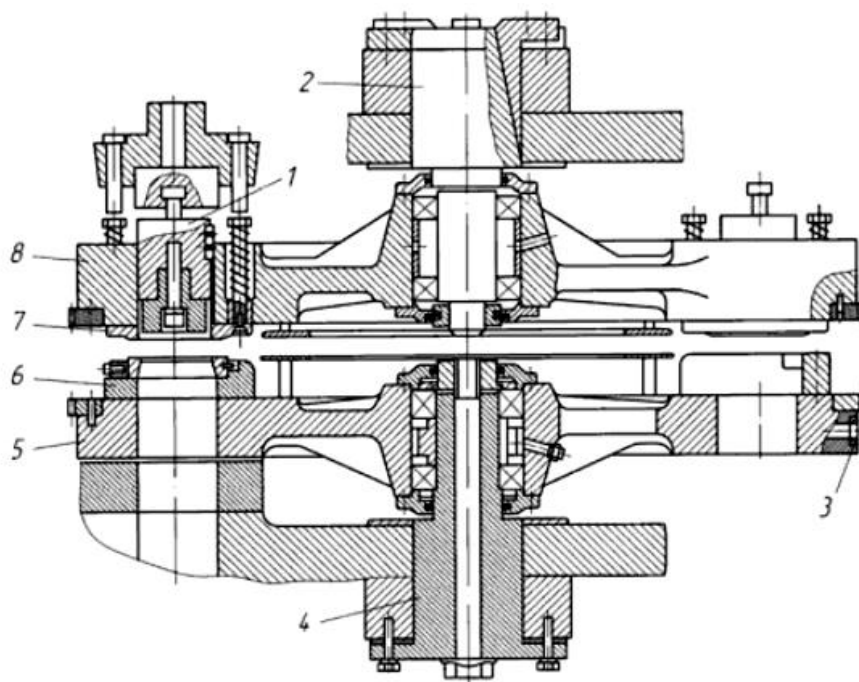


Рис. 10.25. Конструктивна схема револьверної головки КПП: 1 – пуансонотримач, 2, 4 – вісь, 3 – конічна втулка, 6 – тримач матриць, 7 – притиск, 8 – верхній диск

Перед початком роботи необхідно підібрати необхідний комплект інструменту, який відповідає кресленню деталі, встановити його в револьверну головку. При роботі оператора на КПП з числовим програмним керуванням (ЧПК) в функції оператора входить встановлення заготовки до упору, її закріплення в затискувачах листотримачів, запуск програми. Переміщення та встановлення заготовки в робочу позицію, поворот револьверної головки та включення преса на робочий хід виконується автоматично.

На рис. 10. 26. показана револьверна головка КПП, яка має 18 позицій, в які встановлено 17 штампів та один штамп вирубки контуру, що дозволяє штампувати велику номенклатуру деталей. Деталі, які виготовлені за допомогою головки, показані на рис. 10.26.

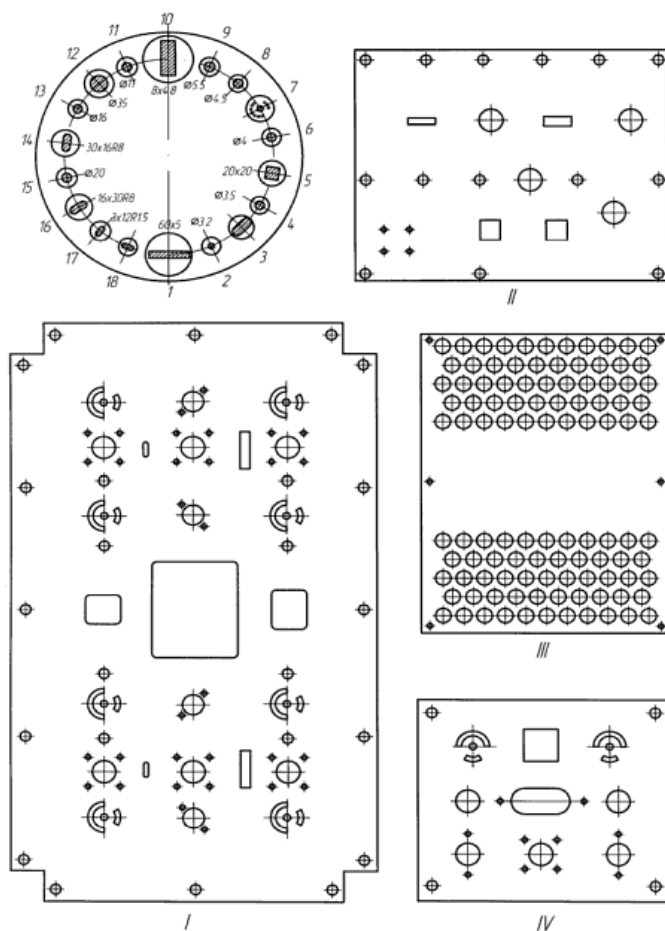


Рис.10.26 – Схема револьверної головки та деталі: I, II, III, IV, які виготовлена за її допомогою

КПП фірми «Rainer» мають револьверні головки обертального типу (рис. 10.27), в яких верхня і нижня частини головки обертаються по

відношенню одна до другої зі зміщенням. Револьверна головка виготовлена із спеціального чавуну та відпалена для вирівнювання внутрішніх напружень, щоб гарантувати відсутність деформації протягом довгого часу роботи. Обертання пуансонів і матриць відбувається за допомогою двох окремих приводів (два безщіткових двигуна), які керуються системою ЧПК як дві незалежні вісі. Нижня частина револьверної головки має більший діаметр, ніж верхня, що забезпечує вільний доступ до матриць, які знаходяться на нижній частині револьверної головки.

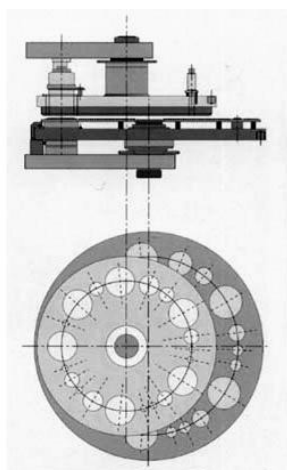


Рис. 10.27. Схема револьверної головки обертального типу

В робочій зоні (позиція вирубування) верхня частина револьверної головки підтримується двом кронштейнами, які забезпечують жорсткість всієї конструкції револьверної головки. Завдяки використанню револьверної головки обертального типу, значно скорочується час переналадження, гарантується практично беззастережне встановлення матриць з високою точністю та забезпечується ідеальне центрування пуансона і матриці в зоні вирубування.

Спеціалізовані координатно-пробивні преси повинні мати високу продуктивність автомата з гнучкістю та пристосуванням універсального обладнання. Головна перевага систем програмного керування – можливість швидкого переходу від виготовлення панелі одного типу до панелі іншого типу. На рис. 10.28 та рис. 10.29 наведені преси, які відповідають цим вимогам.



Рис. 10.28. Преси серії *Parma* з максимальним зусиллям 200 кН, кількістю ходів 300 ход/хв., максимальною товщиною обробляемого листа 6 мм, кількістю штампів в револьверному барабані – 21, робоча область штампування без перехвату 1250х2500 мм



Рис. 10.29. Преси серії *Verona* з максимальним зусиллям 300 кН, кількістю ходів 400 х/хв., максимальною товщиною обробляемого листа 6,4 мм, кількістю штампів в револьверному барабані – 48, робоча область штампування без перехвату 1250х2500 мм

В світової практиці КПП з програмним керуванням випускають також з зусиллям до 1,6 МН. На них можливо обробляти панелі 3000х1500х10 мм.

10.2. Кривошипно-колінчасті преси

10.2.1. Карбувальні преси

Преси для карбування призначені для виконання операцій, що вимагають великого тиску на заготовку при відносно малій величині абсолютної деформації. Характерним технологічним процесом штампування на пресах є чеканка монет. На них також виробляють гаряче і холодне калібрування, витискування на виробі різних рельєфів, написів, узорів. Абсолютна деформація заготовки на пресі чеканки складається з трьох малих величин

$$h = \Delta_1 + \delta + \Delta_2, \quad (10.1)$$

де Δ_1 – позитивна величина допуску під штампування;

δ – припуск на карбування;

Δ_2 – позитивна величина допуску під карбування (калібрування).

Враховуючи особливості технологічних операцій (великі зусилля при малій величині робочого ходу), як головний виконуючий механізм на карбувальних пресах використаний кривошипно-колінний механізм, що дозволяє майже на порядок понизити навантаження на кривошипний вал.

Підвищені вимоги до точності штампування на карбувальних пресах обґрунтовують їх високу технологічну жорсткість, яка складає 1500...8000 МН/м і знаходиться на рівні технологічної жорсткості ГKM. Карбувальні преси виготовляють з номінальним зусиллям 1...40 МН, ходом повзуна 0,1...0,2 м; у пресів для холодного видавлювання діапазон номінальних зусиль 1...10 МН при ході повзуна 0,13...0,36 м.

Карбувальні преси малої і середньої потужності мають суцільнозварну рамну станину, в великих пресах станина складена зварнолита, стягнута шпильками. На рис. 10.30 наведені вертикальні карбувальні преси К 846В зусиллям 8 МН та KB 8344 для калібрування, карбування штамповок та монет. Операції карбування вимагають великих зусиль при малих робочих ходах. Максимальне зусилля виникає в кінці ходу повзуна.

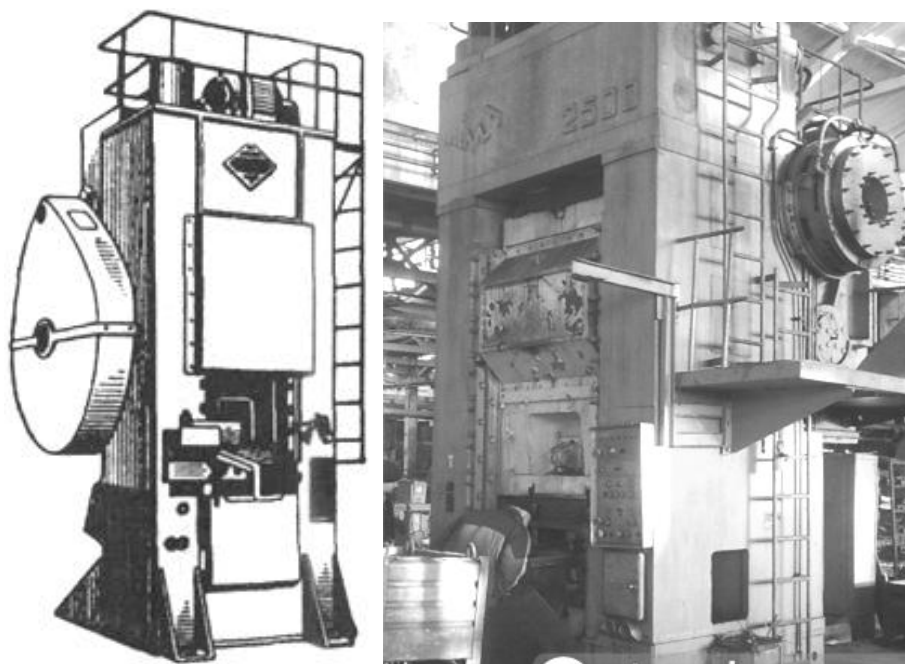


Рис. 10.30. Карбувальні преси: а – К846В з номінальним зусиллям 8 МН,
б – KB8344 з номінальним зусиллям 25 МН

Характерна особливість карбувальних пресів – виконання головного виконуючого механізму (ГВМ) у вигляді кривошипно-колінного механізму (рис. 10.31). Опора 2 верхніх призм 3 спирається на регулювальний клин 1 і скріплюється з верхньою траверсою за допомогою підпружнених шпильок. Положення опори 2 регулюється клином 1, який переміщується за допомогою механізму, що містить гвинтову пару, електродвигун 5 і черв'ячний редуктор 6. Величина регулювання закритої висоти преса не перевищує 20 мм. Ланки 3 і 4 колінного механізму виконано у вигляді масивних призм, на кінцях яких встановлені розрізні вкладиші шарнірів. В період робочого ходу навантаження сприймають клин 1, подушка 2, призми 3 і 4, вкладиші і осі шарнірів. Згідно [9] тиск на контактних поверхнях вкладишів і осей складає 150...200 МПа, осі шарнірів виготовляють із сталей 40ХН або 50ХН з подальшою термообробкою на твердість HRC 58...60, вкладиші виконують з бронзи (БрО10Ф1, БрАЖ9-4 і інших). Мастило шарнірів рідинне, циркуляційне.

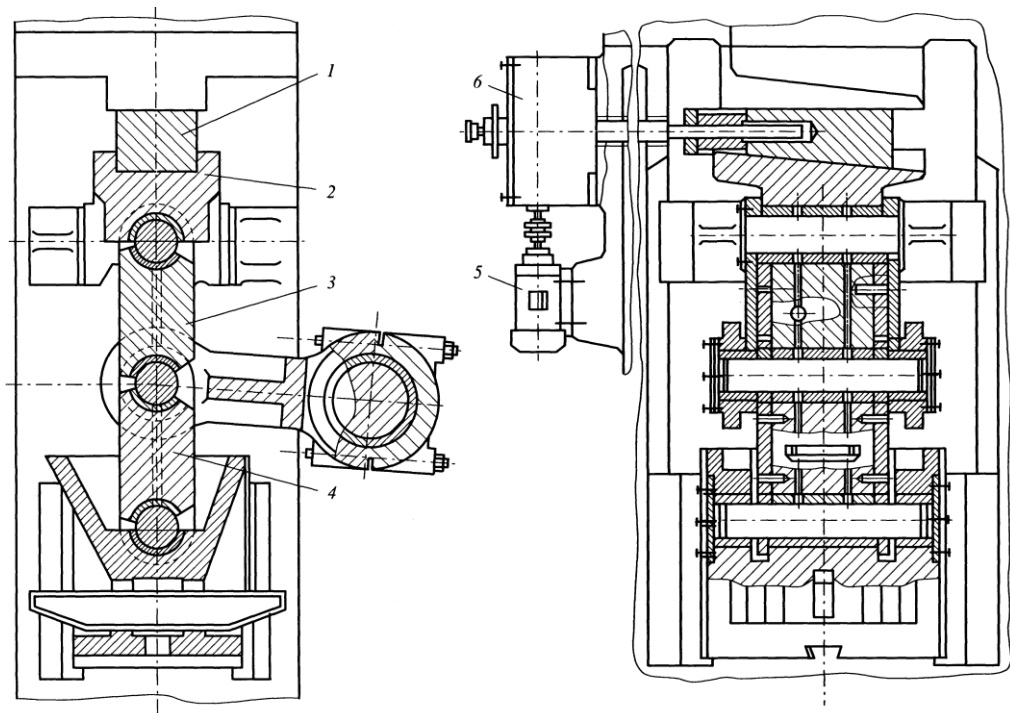


Рис. 10.31. Конструктивна схема кривошипно-колінного механізму: 1 – клин; 2 – опора, 3 – верхня призма, 4 – підвіска повзуна, 5 – електродвигун, 6 – черв'ячний редуктор

10.2.2. Високошвидкісні монетно-карбувальні преси

Для масового карбування обігових монет у теперішній час використовуються високошвидкісні монетно-карбувальні преси європейських фірм «Schuler» та «Grabener». Випускаються ці преси з номінальним зусиллям 1,5, 2 і 3 МН, кількість ходів від 300 до 750 за хвилину, робочий хід – 6 мм, регулювання закритої висоти – 4 мм.

Надійна подача заготовки за допомогою механічних барабанів завантаження та високий рівень безпеки транспортування досягаються за допомогою плити-живильника заготовок із захистом від перевантаження та оптимальної працездатності лінії через повністю автоматизований контроль заготовки і розвантажувального пристрою, що дає можливість створення автоматизованої лінії карбування монет.

Заготовки для монет в горизонтальних і вертикальних пресах подаються за допомогою обертового барабана. Барабани завантаження цієї конструкції дуже ефективні. Тертя мінімальне в порівнянні з барабанами вібруючої подачі; генерація шуму також зменшується. Непотрібно змінювати деталі барабану, необхідні для переходу на заготовку з іншим розміром. Тільки для розвантаження заготовки ширина і висота повинні бути скоректовані.

Подача заготовок і забір готових монет здійснюються з високою надійністю за допомогою плити-живильника матриці із захистом від перевантаження. Привод забезпечений беззazorною ділильною механічною передачею з надзвичайно високою точністю фіксації та оптимальними характеристиками прискорення і уповільнення.

У вертикальних пресів подача здійснюється за допомогою каналу, завантажувального бункера і штовхача. Ефективність високошвидкісних пресів серйозно погіршується через заготовки з відхиленням за розміром.

Щоб уникнути простоїв, фірма «Schuler» пропонує повністю автоматичний контроль заготовки та систему розвантаження. Якщо датчик встановлює відхилення розміру заготовки на контрольному пункті, подача заготовок переривається стоп-циліндром, заготовка з відхиленням розміру викидається в піддон для збору, стоп-циліндр відкривається і подача заготовки відновлюється. Таким чином забезпечується неперервність завантаження. Процес займає всього долю секунди. Розташування пристрою

управління заготовкою безпосередньо перед місцем карбування забезпечує максимальний захист.

Ці лінії можуть бути використані для з'єднання біметалевих заготовок або для карбування біметалевих монет за одну послідовність операцій з окремою подачею кілець і центрів, надійного подавання біметалічних монет і карбування при максимальній швидкості циклу. Компанія «Schuler» має патент на процес «з'єднання і карбування за одну послідовність операцій».

Вертикально-карбувальні преси фірми «Schuler» серії MRV (рис. 10.32) є найбільш універсальними у застосуванні. Ці преси були розроблені, щоб бути основою «універсальних центрів карбування» для виробництва всіх видів обігових монет.

Переваги пресів серії MRH/MRV:

- високі ходові швидкості та короткий час циклу;
- тривалий термін служби карбувального штемпеля через міцне з'єднання штемпеля та повзуна;
- кулісна передача з урівноваженою масою;
- високий рівень надійності транспортування від подачі заготовок до викидання готових монет,
- прес встановлений на антивібраційні елементи, що дозволяє встановити машину без фундаменту.



Рис. 10.32. Вертикально-карбувальний прес фірми «Schuler» серії MRV
зусиллям 1,5 МН, 2 МН

На рис. 10.33 та рис. 10.34 наведені схема та трьохмірна модель приводу монетно-карбувального преса фірми «Schuler» серії MRV.

Рама 1 монетно-карбувального преса виконується у вигляді зварної сталеві конструкції таким чином, що всі важливі вузли преса знаходяться в корпусі. Жорсткість корпусу преса забезпечується великою товщиною бокових плит. В монетно-карбувальних пресах використовується нижній привод, який складається з електродвигуна 10, що знаходиться в корпусі 11, і приводить в дію маховик 8 через пасову передачу 9. Динамічно збалансований маховик 8 передає обертовий момент безпосередньо на колінчастий вал за допомогою пневматичної системи включення – муфти, комбінованої з гальмами. Колінчастий вал 7 через шатун 6 та колінно-важільну систему 5 пересуває повзун преса вгору та вниз. Колінчастий вал 7, встановлений на двох підшипниках кочення, має закріплену з лівого боку комбіновану систему муфти з гальмами, а також маховик. На підшипнику ковзання змонтований шатун 6, який передає рух колінчастого вала на колінно-важільну систему 5.

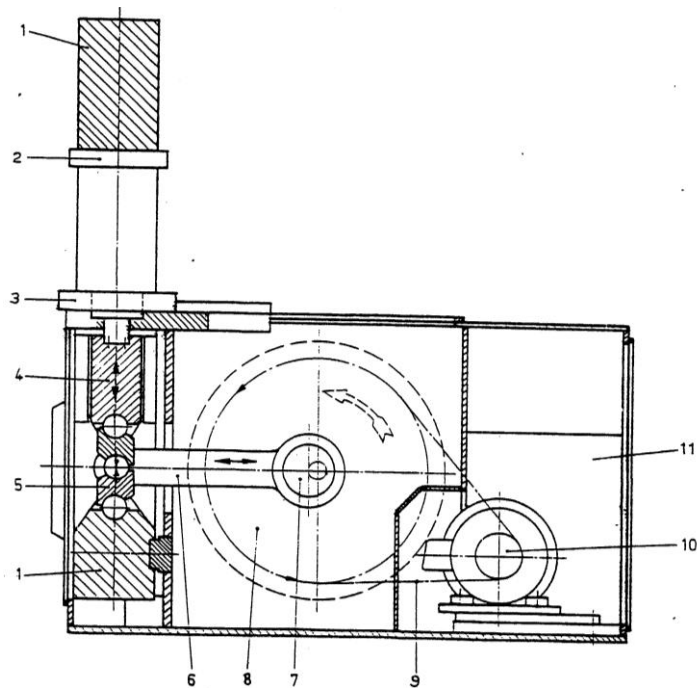


Рис. 10.33. Схема приводу карбувального преса: 1 – рама преса, 2 – тримач, 3 – стіл, 4 – повзун преса, 5 – колінно-важільна система, 6 – шатун, 7 – колінчастий вал, 8 – маховик, 9 – клинопасова передача, 10 – двигун приводу, 11 – корпус преса

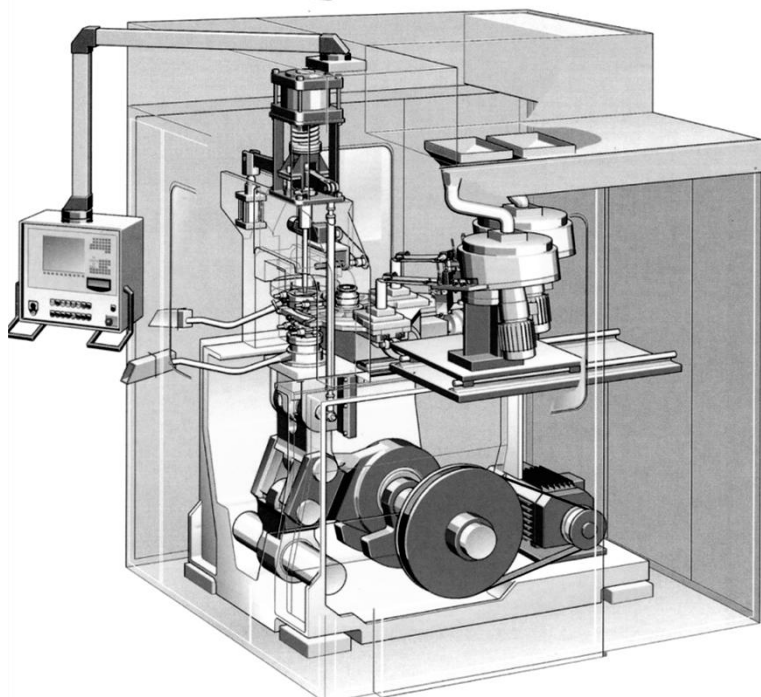


Рис. 10.34. Трьохмірна модель приводу монетно-карбувального преса

Високі темпи виробництва вимагають в карбувальних пресах продуктивного приводу подачі робочого органу, а також швидкої та надійної системи для подачі заготовок і виносу готової монети.

Ці вимоги оптимально відповідає система кулісного приводу, що розроблена і запатентована компанією «Schuler». Мінімальний хід характерний для кулісного приводу, що дозволяє рух виштовхувача отримувати безпосередньо з повзуна. Рух виштовхувача у зв'язку з цим зменшується пропорційно ходу повзуна. Система не схильна до зношування, оскільки не використовуються кулачки та ролики.

Кулісна система дає можливість міцного з'єднання повзуна і карбувального штемпеля. Таким чином, вдається уникнути ударів повзуна в торець штемпеля – так званий «ефект молота» та пов'язану з ним вібрацію. Фаза тривалого простою в нижній (задній) мертвій точці триває більше третини від загального часу циклу. За цей час викарбувана монета може бути надійно видалена, і, в той же час, наступна монета-заготовка переміщається точно в місце, де буде відбуватись карбування.

10.2.3. Преси-автомати для холодного об'ємного штампування

Група кривошипних пресів-автоматів для холодного об'ємного штампування за технологічним призначенням включає, перш за все, машини для виробництва стрижньових деталей з голівкою (болти, гвинти і т.п.), кульок і гайок. Обробка металу на пресах-автоматах відбувається в умовах холодної і гарячої деформації залежно від розмірів штампованого виробу. Не розбираючи всі схеми і особливості конструкції пресів-автоматів для об'ємного штампування, з'ясуємо, яким чином ускладнюється структура від неавтоматизованої машини до багатоопераційного автоматичного преса. Якщо взяти, наприклад, холодновисаджувальні автомати, розвиток яких йшов в напрямі від ГKM до одно-, дво- і трьохударних пресів-автоматів. Структура і кінематика таких автоматів визначена двома технологічними чинниками: по-перше, довжиною стрижньової частини виробу і, по-друге, об'ємом і складністю висаджуваної головки. Перший чинник обумовлює особливості видалення відштампованого виробу з робочої порожнини інструменту і перенесення мірної заготовки на лінію висадки. Для коротких стрижнів можна застосувати жорсткий виштовхувач, для довгих – хід виштовхувача зростає і створює незручності в його роботі, тому виріб слід видалити за допомогою роз'ємної матриці. Другий чинник пов'язаний з тим, що на утворення головки необхідна заготовка довжиною більше двох діаметрів, а крім того, при штампуванні виробів із складною формою головки здійснити якісну висадку за один удар неможливо. Тому висадка проводиться за два або три переходи (у два або три удари): у першому – за допомогою пуансона з конічною робочою порожниною метал набирають і готують його для подальшої висадки, під час другого і третього відбувається попереднє і остаточне оформлення головки виробу. Принципова схема одноударного холодновисаджувального преса-автомата з роз'ємною матрицею, призначеного для висадки метизів з довжиною стрижня більше восьми діаметрів вихідної заготовки, показана на рис. 10.35.

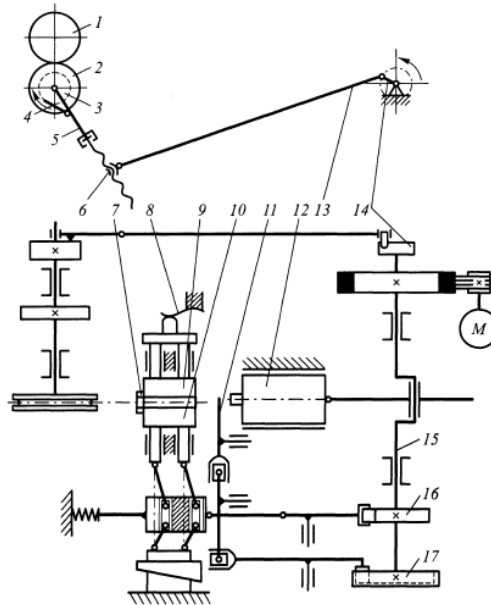


Рис. 10.35. Принципова схема одноударного холодновисаджувального преса-автомата з роз'ємною матрицею: 1, 2 – ролики, 3 – храпове колесо, 4 – храповик, 5 – коромисло, 6 – повзушка, 7 – відрізна втулка, 8 – віджимна плоска пружина, 9, 10 – полуматриці, 11 – поворотний упор, 12 – повзун, 13 – тяга з'єднання, 14 – ексцентрик, 15 – колінчастий вал, 16, 17 – кулачки

Автомат має такі механізми: привод, що складається з електродвигуна і клинопасової передачі; головний виконуючий механізм висадки головок; цільовий робочий механізм відрізки і затиску заготовки; допоміжні механізми: подачі заготовок і поворотного упору (обмежувач подачі). Циклічність роботи одноударного преса-автомату визначає циклограма (рис. 10.36). Після закінчення попереднього циклу (рис. 10.36) головний повзун 12 починає відхід в крайнє заднє положення. Зімкнуті напівматриці 9 і 10 після деякого часу вистоювання на лінії висадки починають відхід на лінію подачі при $\alpha = 320^\circ$. При куту повороту кривошипного вала 15 $\alpha = 270^\circ$ починається подача дроту або прутка за допомогою роликів 1 і 2, що обертаються перервно. В ході подачі відбувається виштовхування виробу, відштампованого в попередньому циклі.

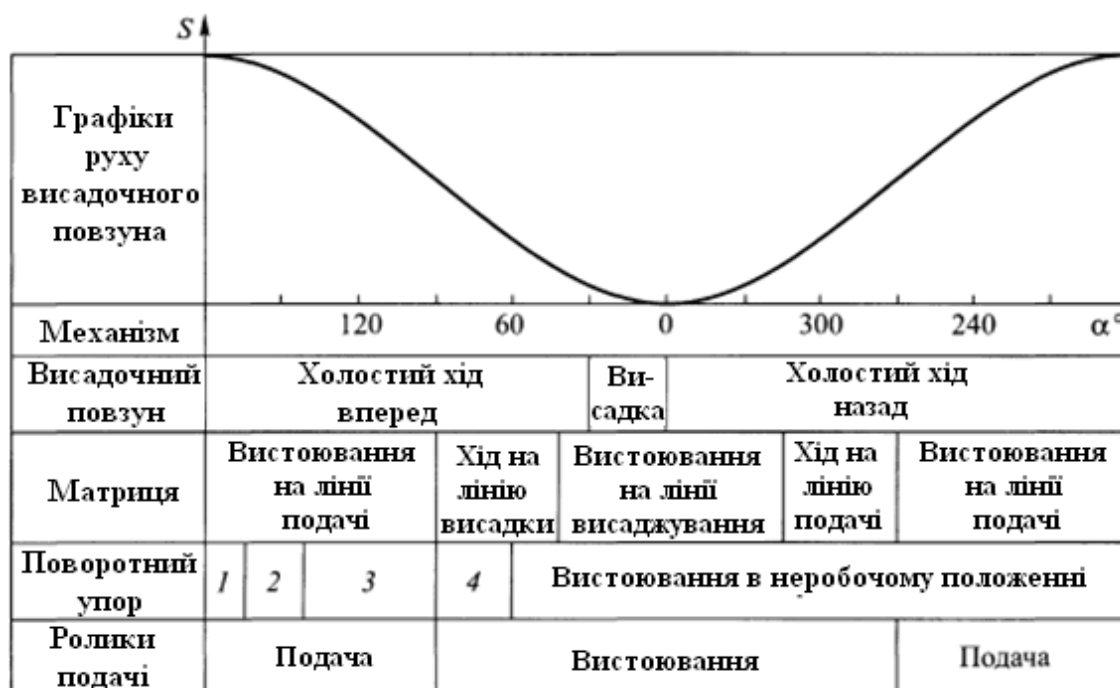


Рис. 10.36. Циклограма преса-автомата, який наведений на рис. 10.35 (періоди руху упору)

До кінця періоду подачі починає рух поворотний упор 11, який при $\alpha = 140^\circ$ виходить в робоче положення на лінію подачі і вистоює протягом часу, необхідного для повороту кривошипного вала на кут $\alpha = 50^\circ$. Після цього прутки (дріт) подають через відрізну втулку 7 і розімкнені напівматриці до упору, що фіксує необхідну довжину заготовки на один виріб.

Після закінчення подачі при $\alpha = 90^\circ$ напівматриці переміщуються на лінію висадки. Протягом цього періоду відбувається відрізання заготовки, перенесення її на лінію висадки і затиск напівматрицями. Цикл автомата побудований таким чином, що щоб уникнути браку, затиск ($\alpha = 40^\circ$) декілька передуює початку висадочного ходу головного повзуна ($\alpha = 20 \dots 30^\circ$). Упор протягом даного періоду здійснює відхід у вихідне неробоче положення, де, починаючи з $\alpha = 60^\circ$, вистоює до наступного циклу.

При повороті кривошипного вала від $\alpha_{р.п} = 20^\circ$ до $\alpha_{р.к} = 0^\circ$ відбувається висадка вільної частини заготовки в головку необхідної форми за допомогою пуансона, закріпленого на головному повзуні. Напівматриці в цей період вистоюють на лінії висадки; ролики подачі нерухомі. Механізм відрізки і затиску, що переміщає праву напівматрицю, – колінно-важільний з приводом від кулачка 16 і однобічним зв'язком з роликом.

Повернення бічного повзуна і правої напівматриці у вихідне положення здійснюють пружини. Два циліндрові плунжери передбачені в механізмі для того, щоб забезпечити точний напрям руху напівматриць. Зворотне зміщення лівої напівматриці виконує віджимна плоска пружина 8.

Механізм поворотного упору – важільно-кулісний з приводом від кулачка 11 з внутрішнім зачепленням ролика і віджимною пружиною.

Провідною ланкою механізму подачі є ексцентрик 14, веденим – коромислом 5. На загальній осі з коромислом знаходиться храпове колесо 3, а на стрижні коромисла – храповик 4. За допомогою храпового механізму досягається циклічність у дії роликів подачі. На загальному валику з коромислом і храповим колесом розташований нижній ролик подачі 2. Верхній ролик подачі 1, ось якого підтиснута пружиною, щоб уникнути прослизання роликів по дроту або прутку, приводиться в рух через зубчасту пару. Регулювання періоду обертання роликів подачі і, тим самим, довжини заготовки, що задається в штамп, здійснюється за допомогою установки ведучого ексцентрика 14 і точно – зміною положення повзунки 6, до якої шарнірно прикріплена сполучна тяга 13.

Двоударні преси-автомати з двома робочими ходами головного виконавчого механізму за один цикл застосовують для послідовного штампування виробів метизів із складною формою голівки в два переходи. Структура двоударних автоматів повинна мати спеціальний виконуючий механізм, що здійснює при нерухомих матрицях переміщення на лінію висадки і фіксацію пуансона першого переходу, видалення його і висунення пуансона другого переходу.

На рис. 10.37. наведена принципова схема двоударного холодновисаджувального преса-автомата з цільною матрицею для штампування стержневих деталей. Привод головного повзуна відбувається від колінчатого вала, на якому змонтовані муфта включення 1 та стрічкові гальма 3. Повздовжній розподільчий 7 та поперечний 13 вали приводяться в дію від приводу проміжного вала 2, частота обертання якого в 2 рази менша частоти обертання головного вала. Відрізка заготовки ножом 18 та перенесення її на лінію висадки відбувається в даному автоматі за допомогою кулачкового механізму 6. Привод механізму відрізки та головки пуансонів 23, яка качається, реалізується від повздовжнього вала розподільчого вала 7. Від

поперечного розподільчого вала 13 за допомогою важеля 10 приводяться механізм подачі 11 та виштовхування 12. На розподільчому валу 7 знаходиться блок кулачків 4 (прямий та зворотній), який за допомогою важелів приводить в дію кулачок 22, що знаходиться на повзуні. Від кулачка отримує обертальний рух головка 23 з пуансонами, яка підставляє по черзі то попередній (1 хід повзуна), то кінцевий (2 хід повзуна) пуансони. Від кулачка 15, який знаходиться на валу 13, отримує привод виштовхуючий стрижень 21, який знаходиться в матриці. На валу 13 знаходиться запобіжна від перевантаження муфта 16.

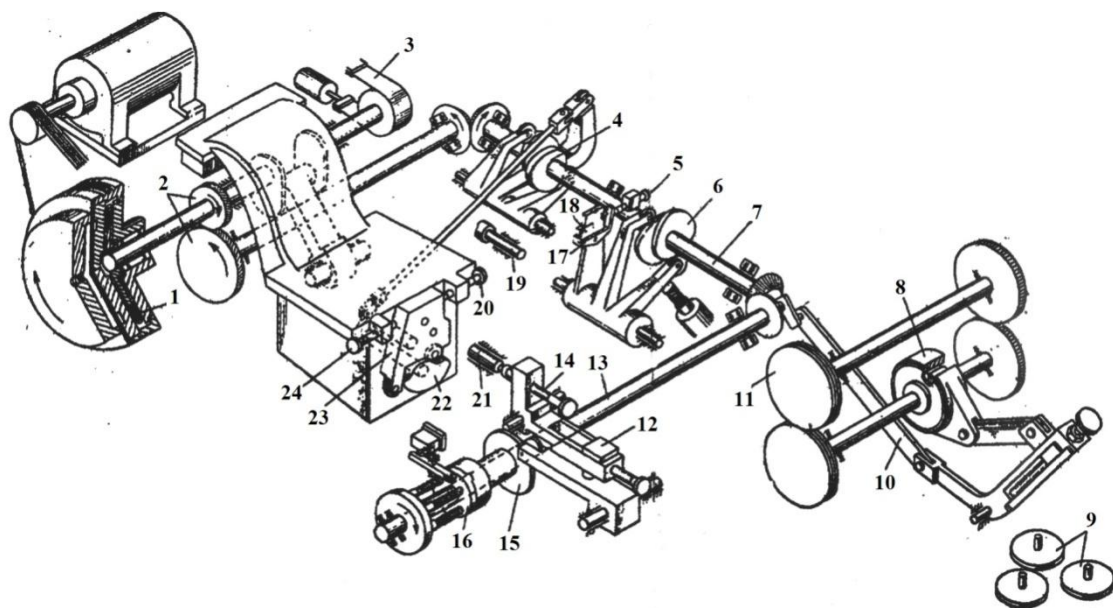


Рис. 10.37. Принципова схема двоударного холодновисаджувального преса-автомата:
1 – муфта включення, 2 – привод проміжного вала, 3 – стрічкові гальма, 4 – кулачки для повороту головки пуансонів, 5 – гвинт осевого регулювання гвинта, 6 – кулачковий привод механізму відрізки, 7 – повздовжній розподільчий вал, 8 – обгінна муфта, 9 – правильний пристрій, 10 – важіль механізму подачі, 11 – ролики подачі, 12 – регулюємий штовхач, 13 – поперечний вал, 14 – упорний гвинт регулювання виштовхувача, 15 – кулачок, 16 – запобіжна кулачкова муфта, 17 – притиск для утримання заготовки, 18 – ніж, 19 – регулюємий упор, 20, 24 – упори, 21 – стрижень виштовхувача, 22 – кулачок, 23 – головка пуансонів

Ролики подачі заготовки 11 приводяться в дію від важеля механізму подачі 10, який зв'язаний з валом 13 кривошипом. Вони подають до упору 19 калібрований матеріал, який відрізається ножом 18 та подається на позицію штампування. Попередній пуансон заштовхує заготовку в матрицю та виконує попереднє штампування. Після закінчення штампування повзун повертається в вихідне положення. Під час відходу повзуна назад виконується поворот

голівки пуансонів від кулачка 22, таким чином, що замість попереднього стає кінцевий пуансон.

При повторному ході повзуна вперед відбувається кінцеве штампування голівки виробу, а на зворотному ході – виштовхування готового виробу і подача нової заготовки, цикл повторюється.

Сьогодні випускаються двопозиційні дво– та трьохударні преси-автомати (рис. 10.38, рис. 10.39).



Рис. 10.38. Двоударний холодновисаджувальний прес-автомат



Рис. 10.39. Блок пуансонів двоударного холодно висаджувального преса-автомата

Штампування деталей на двопозиційному трьохударному автоматі проходить таким чином (рис. 10.40). Блок матриць створений з двома штампувальними та двома додатковими позиціями (рис. 10.40, а): на першій

позиції відбувається подача матеріалу *1*; на другій – розташований переукладач *2* для передачі заготовки, яка відрізана закритим ножом *3*, в захват для перенесення; на третій позиції реалізується попереднє висаджування головки (перший перехід висаджування); на четвертій позиції – кінцеве формоутворення відштампованої заготовки. На головці пуансонів, яка качається, закріплені пуансони *4–6*. Пуансон *4* служить для заштовхування відрізаної заготовки в першу матрицю для висаджування *8* (рис. 10.40, а) та для прямого видавлювання. Конічний пуансон *5* призначений для виконання першого переходу при формозмінненні головки деталі. Пуансон *6* виконує кінцеве формозміннення головки штампованої деталі. При штампуванні стрижневої деталі використовуються два захвати для перенесення деталі *7* та виштовхувачі на третій та четвертій позиціях.

При штампуванні матеріал *1* подається, головний повзун з пуансоном головкою *9* рухаються до матриць, в яких знаходяться заготовки, що висаджуються. Подача матеріалу завершена, при цьому матеріал дійшов до упора *10* (рис. 10.40, б). Повзун підходить до матриць з пуансонами, які встановлені на другій, третій та четвертій позиціях. Ніж відрізає заготовку (рис. 10.40, в) та переносить її на другу позицію, яка є віссю перештовхування. Пуансон *6* виконує кінцеве формозміннення заготовки, що штампується. Ніж *3* знаходиться на вісі перештовхування (рис. 10.40, г), відрізана заготовка перештовхується в першу пару пальців захвату, впираючись в пуансон *4*. Повзун з пуансонами відходить назад; відштампована заготовка виштовхується з матриці на четвертій позиції, а підготовлена для висаджування ступінчата стрижнева заготовка перештовхується в пальці другого захвату *11* (рис. 10.40, д). Відрізана та ступенева заготовки переносяться захватами *7* та *11* з другої та третьої позиції на третю та четверту позицію, пуансона голівка відходить в сторону; кінцево відштампована деталь *12* попадає в лоток; матеріал не подається, тому що ніж в цей момент закриває отвір матриці для відрізання. Ніж у вихідному положенні (рис. 10.40, е), починається подача матеріалу. На третій та четвертій позиції відбувається заштовхування заготовок в обидві матриці, працюють пуансони *4* і *5*, пуансон *6* не працює. Відбувається подача матеріалу для відрізання чергової заготовки (рис. 10.40, ж); повзун пуансонами *4* та *5* проводить формозміннення двох заготовок і починає відходити назад.

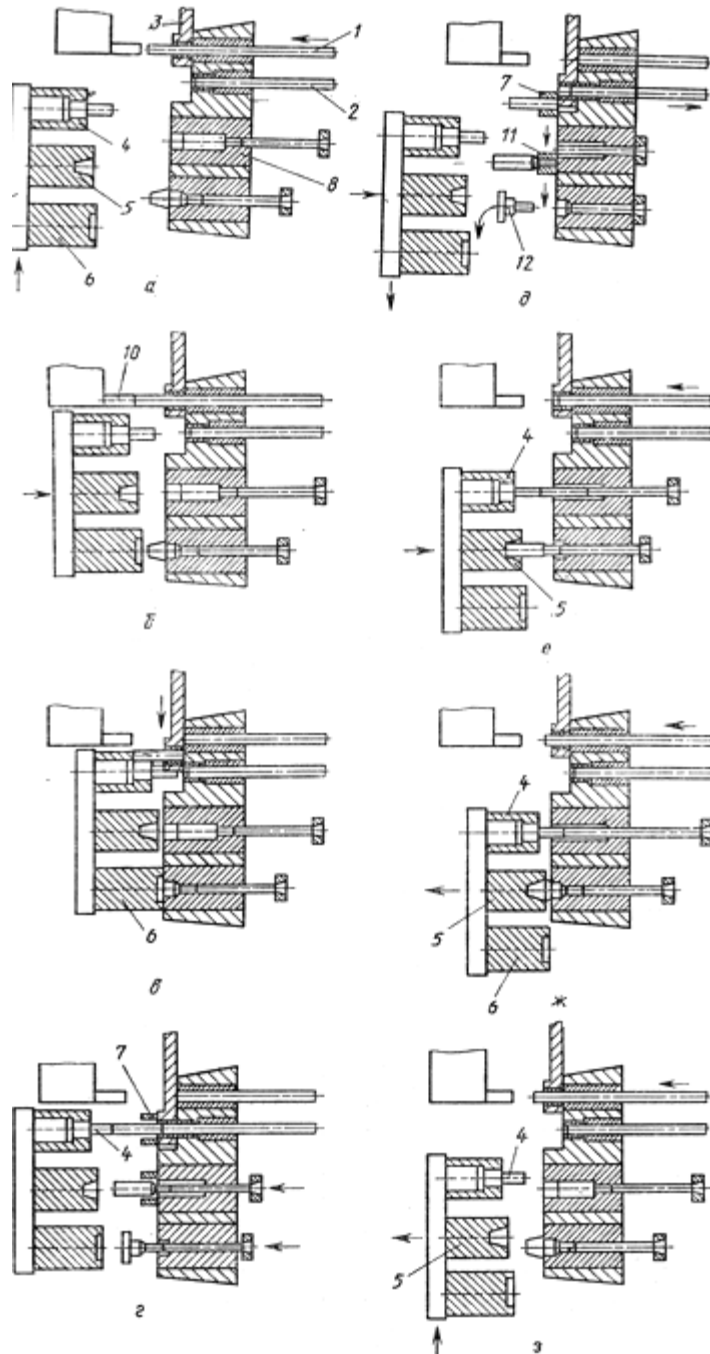


Рис. 10.40. Штампування деталі на двопозиційному трьохударному пресі-автоматі:
 а – блок матриць з двома штампувальними та двома додатковими позиціями;
 б – матеріал дійшов до упора; в – відрізання заготовки та перенос її на другу позицію;
 г – ніж знаходиться на вісі перештовхування, відрізана заготовка перештовхується в захват;
 д – ступінчата стрижнева заготовка перештовхується в другий захват; е – ніж у вихідному
 положенні; ж – подача матеріалу для відрізання чергової заготовки; з – повзун з
 пуансонами відходить назад; 1 – матеріал; 2 – переукладач; 3 – закритий ніж; 4, 5, 6 –
 пуансони; 7, 11 – захвати; 8 – перша матриця для висаджування; 9 – пуансон з голівкою;
 10 – упор; 12 – відштампована деталь

Після закінчення подачі матеріалу (рис. 10.40, з) повзун з пуансонами продовжує відходити назад; пуансона голівка повертається проти

годинникової стрілки в вихідне положення; вісь пуансона 5 наближається до вісі матриці на 4 позиції для того, щоб в положенні, наведеному на рис. 10.40, в, провести кінцеву формозміну заготовки.

В теперішній час найшли широке розповсюдження в машинобудуванні багатопозиційні автомати (до п'яти позицій) для виготовлення гайок, стрижневих виробів та болтів, які включають підрізку торця та нарізку різьби.

Високі швидкості деформування, оптимальні ступені деформації, завдяки великій кількості позицій, дозволяють забезпечити стабільне протікання процесу без проміжного відпалу зі значними формозмінами деталі. При виготовленні болтів з використанням багаторазового видавлювання досягається рівномірне зміцнення всіх ділянок виробу (рівноміцність) та покращуються його механічні властивості.

Багатопозиційні автомати забезпечують високу якість виробів, не мають недоліків, які є у багатоударних однопозиційних пресів-автоматів. Видача виробу відбувається за кожен хід повзуна; висаджувальні повзуни не переміщуються між позиціями, рухаються разом з повзуном, що забезпечує високу точність співпадіння осів матриць та пуансонів.

Випускаються переважно чотирьохпозиційні автомати для холодного об'ємного штампування зусиллям від 320 кН до 1,5 МН. Параметри автоматів регламентовані ГОСТ 6414. Для виготовлення гайок використовують п'ятипозиційні автомати, в яких механізм повороту заготовок має можливість повертати заготовку на 180° при переносі її з позиції на позицію.

В автоматах для холодного та гарячого об'ємного штампування механізм переносу заготовок між позиціями є найбільш відповідальним вузлом, який визначає продуктивність автомату. Механізми переносу заготовок автоматів для холодного об'ємного штампування поділяються на дві основні групи: *для стержневих виробів та гайок*.

Для забезпечення стабільної роботи механізму переносу необхідно зменшити інерційні зусилля, які виникають при роботі, рухомі маси, а також збільшити цикловий час руху механізму з заготовкою.

Механізм переносу заготовок типу гайок з некерованими кліщами з поворотом заготовки на 180° показаний на рис. 10.41.

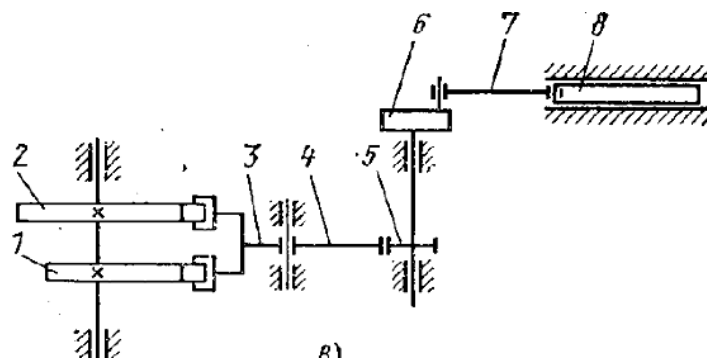


Рис. 10.41. Схема механізму перенесення заготовок багатопозиційних автоматів:
1 – зворотній кулачок; 2 – прямий кулачок; 3 – двоплічний важіль; 4 – сектор; 5 – шестерня;
6 – кривошипна шайба, 7 – тяга; 8 – каретка механізму переносу

Можливість повороту заготовок типу гайок між позиціями покращує пластичну обробку заготовок, тому метал найбільш зміцнюється з боку пуансона, підвищує стійкість інструменту. Від зворотного 1 та прямого 2 кулачків отримує коливальний рух двоплічний важіль 3, права частина якого 4 виконана у вигляді сектора, що зчіплюється з шестернею 5. На валу шестерні 5 знаходиться кривошипна шайба 6, від якої через тягу 7 приводиться в зворотно-поступальний рух каретка механізму переносу 8. Співвідношення тяг, важеля 3 та передавального співвідношення сектора 4 і шестерні 5 вибрано таким чином, що за кожне коливання важеля 3 кривошипна шайба 6, повертається на кут 180° . при цьому каретка переносу займає крайнє переднє та заднє положення.

10.3. Кривошипні гарячештампувальні преси

Кривошипні гарячештампувальні преси використовуються для виконання різних технологічних процесів гарячого об'ємного штампування (в відкритих та закритих штампах) та гарячого пресування поковок з сортового прокату. Залежно від конструктивного рішення, параметрів та технологічного призначення КГШП поділяють на *універсальні преси простої дії, преси подвійної дії та спеціальні преси великих зусиль* (120 МН). Особливості таких пресів – швидкохідність, висока жорсткість конструкції, невеликі габарити штампового простору.

Велика кількість ходів пресів обумовлена необхідністю зменшення часу контакту штампів з заготовкою при обробці гарячого металу.

Висока жорсткість конструкції обумовлена вимогами до точності штамповок. Жорсткість КГШП перевищує в 2–4 рази жорсткість пресів іншого призначення.

10.3.1. Кінематичні схеми КГШП

Кінематична схема КГШП традиційної конструкції в пресах зусиллям до 63 МН структурно не відрізняється від аналогічних схем кривошипно-повзунних виконавчих механізмів універсальних однокривошипних листоштампувальних пресів (рис. 10.42, *а*). В унікальних пресах фірми Еймуко з великим зусиллям до 120 МН використовується кінематична схема з клиновим приводом переміщення повзуна преса (рис. 10.42, *б*). По даним фірми, новий прес має більшу жорсткість і надійність роботи у порівнянні із звичайними пресами.

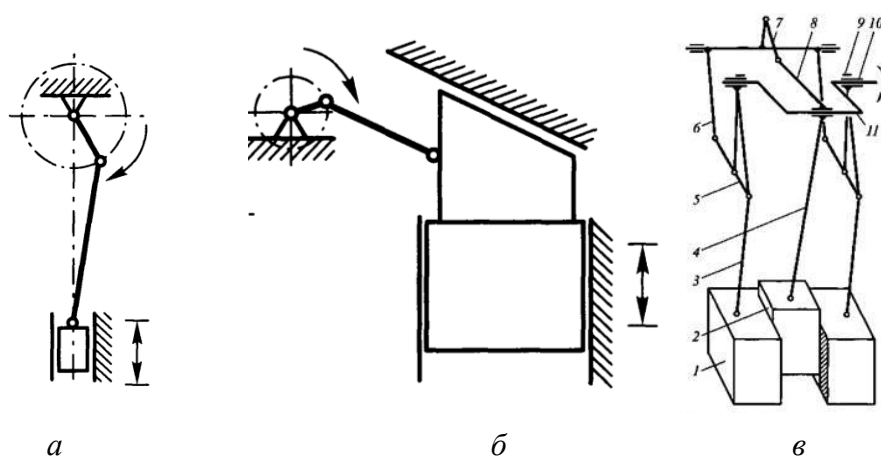


Рис. 10.42. Кінематичні схеми головних виконавчих механізмів КГШП:
а – кривошипно-повзунний, *б* – кривошипно-клиновий, *в* – подвійної дії

На рис. 10.42, *в* наведена кінематична схема КГШП подвійної дії. Механізми притиску подібні тим, які використовуються в пресах для витягування, для КГШП подвійної дії не придатні. Вони розраховані на привод повзунів з великими розмірами в плані. При обертанні головного вала в напрямку, який вказаний стрілкою, внутрішній повзун 2 від кривошипа 11 рухається вниз. Від плеча 8 шатуна 4 через тягу 7 рух подається на двоплечій важіль, друге плече якого розпрямляє коліно з ланцюгів 3 та 5, в результаті притискний повзун 1 переміщується з випереджуванням та зникає матриці раніше, чим починається процес штампування рухом головного повзуна 2. Відхід притискного повзуна запізнюється у порівнянні з ходом вгору

головного повзуна. Прес подвійної дії з роз'ємними матрицями характеризується двома номінальними зусиллями – видавлювання та притиску.

10.3.2. КГШП традиційної конструкції

До 70-х років випускалися тільки КГШП традиційної конструкції (рис. 10.43). Виконавчий механізм цих машин структурно не відрізняється от кривошипно-повзунних виконавчих механізмів універсальних однокривошипних листоштампувальних пресів, але його конструктивне виконання зовсім інше.

По-перше, в КГШП головні вали ексцентрикового типу, а у вказаних листоштампувальних пресах – колінчастого та шестеренно-ексцентрикового типу.

По-друге, головні вали монтуються в цільні (нероз'ємні) верхні частини станин через розклинені в них проміжні букси. Такий підхід забезпечує рівну міцність конструкції як в напрямку технологічного навантаження, так і в протилежному напрямку, на який діють навантаження від вібрацій. Монтаж та демонтаж головного вала КГШП виконують його переміщенням вздовж вісі при демонтованій одній з двох букс. При цьому отвір в станині повинен бути більше діаметра шатунної шийки головного вала. Клинові шпонки, які фіксують букси в станині, виконують з ухилом 1:100, що забезпечує надійне кріплення букс в умовах вібрації.

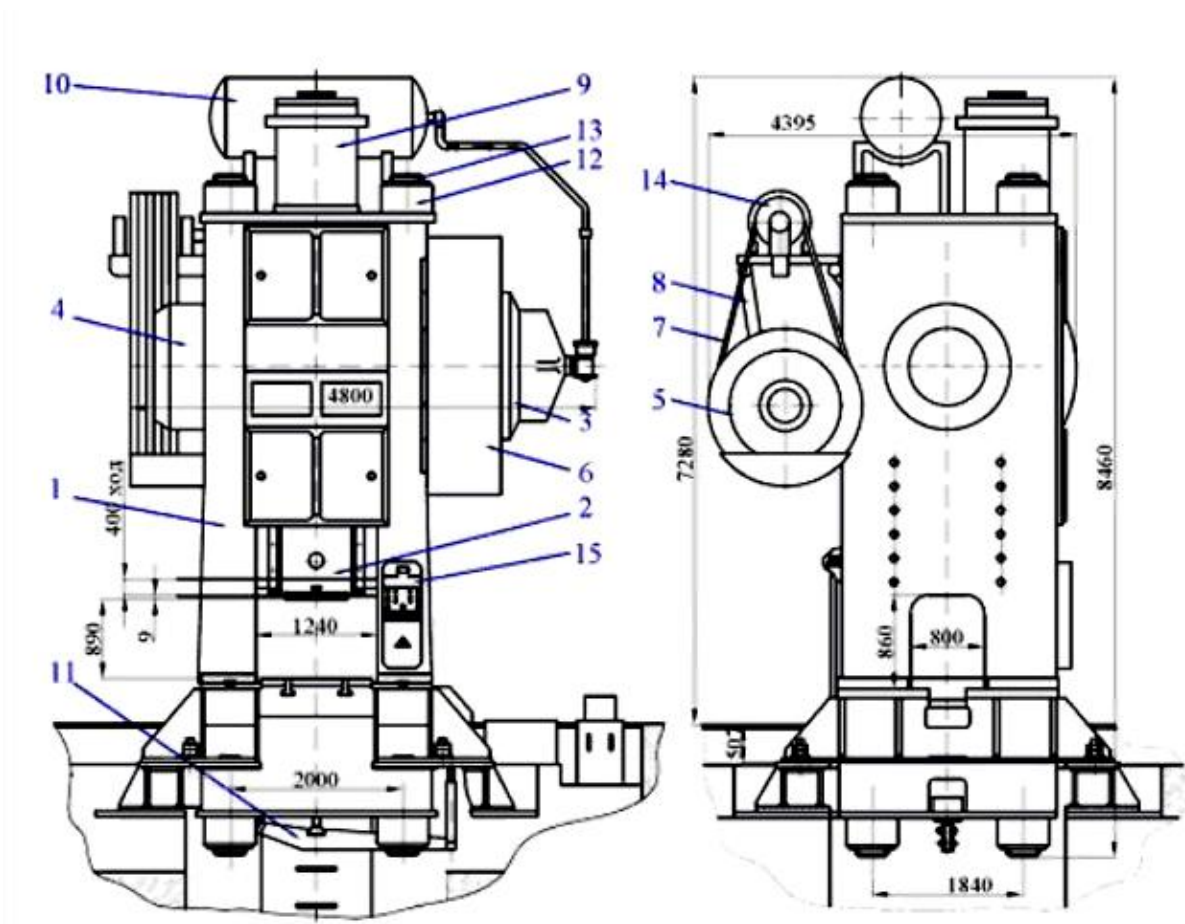


Рис. 10.43. Загальний вид КГШП зусиллям 25 МН: 1 – станина, 2 – повзун, 3 – муфта, 4 – гальма, 5 – маховик, 6 – кожух зубчастого колеса, 7 – клинопасова передача, 8 – пристрій для натягування пасів, 9 – врівноважувач, 10 – ресивер, 11 – виштовхувач, 12 – гайка, 13 – стяжна шпилька, 14 – головний електродвигун, 15 – пульт керування.

По-третє, повзун і шатун традиційних КГШП виконуються суцільними та масивними з максимально можливими поперечними перетинами з мінімальною відстанню від центра шатунної шийки, яка спрягається з головним валом, до штампової площини повзуна (рис. 10.44, рис. 10.45).

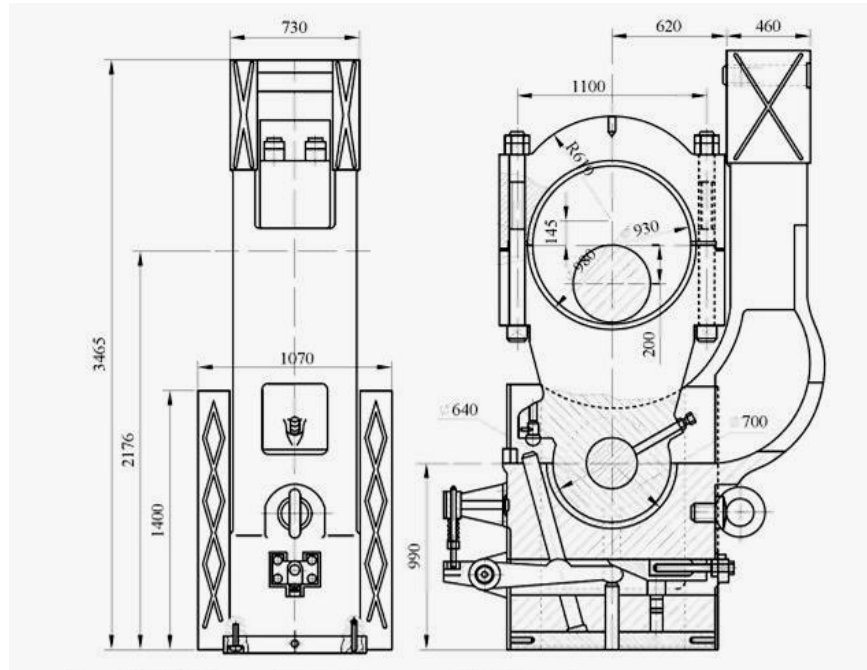


Рис. 10.44. Повзун КГШП зусиллям 25 МН складаний разом з шатуном та верхнім виштовхувачем

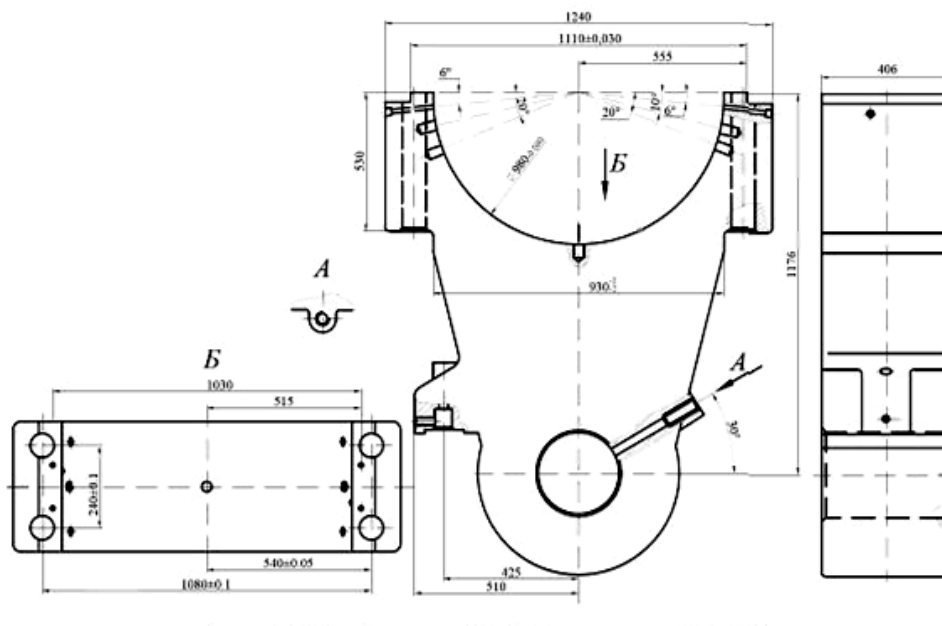


Рис. 10.45. Шатун КГШП зусиллям 25 МН

В порівнянні з універсальними листоштампувальними пресами в КГШП відсутній пристрій для регулювання закритої висоти. Монолітність повзуна порушується лиш порожнинами для розміщення елементів верхнього повзуна. Шатун спрягається з повзуном через масивний палець (рис. 10.46, а) або через підп'ятник (рис. 10.46, б).

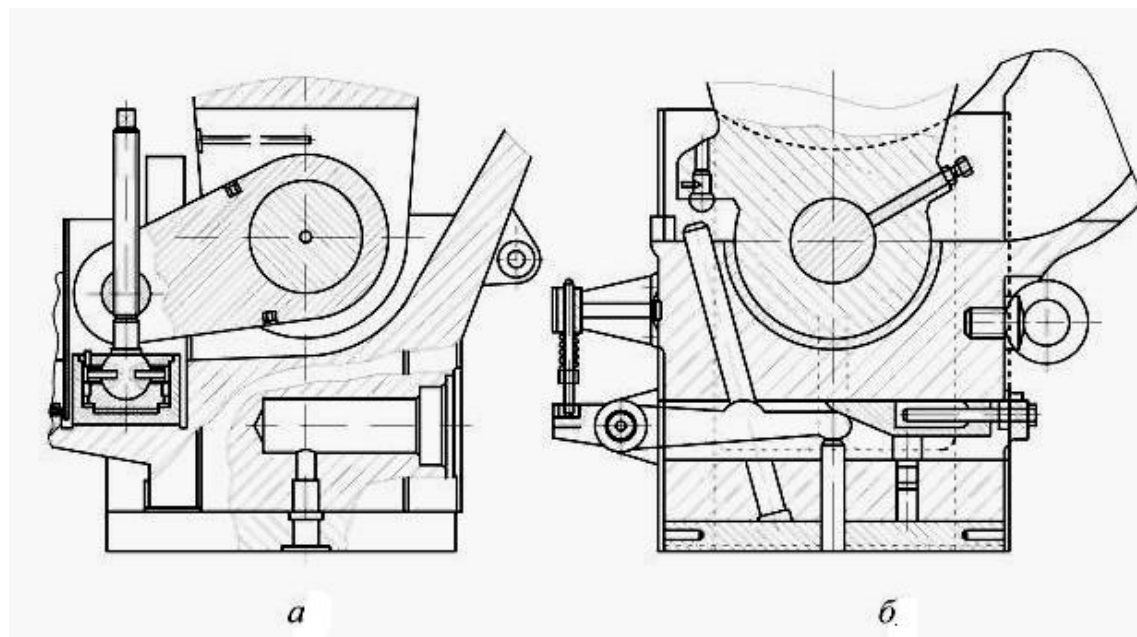


Рис. 10.46. Способи sprzęження шатуна з повзуном КГШП: *а* – через палець, *б* – через підп'ятник

Головні вали традиційних КГШП виготовляють з сталей, які відповідають за якістю сталі 40ХНМА (твердість після операції покращення 230-260 НВ). Заготовку для вала отримують вільним куванням на гідравлічних пресах злитка. Головний показник якості матеріалу головних валів – висока межа витривалості проти втоми. Шатуни КГШП виготовляють з нормалізованої кованої сталі 45. Повзуни виливають з низько вуглецевої сталі. Вкладиші підшипників ковзання КГШП виготовляють з високоякісних олов'янистих бронз – 010Ф1 або 010Ф0.5. Для накладок напрямних використовують більш дешеві бронзи – 06Ц6С6.

Пристрій для регулювання закритої висоти КГШП (рис. 10.47) представляє собою клиновий механізм двох ступеневого типу з загальним передавальним числом 1:20 з можливістю нанесення по торцю малого клину потужних ударів для виведення преса зі стану заклинювання. Основна його частина – клинова подушка 3, верхня площина якої є робоча. На неї встановлюють штампи, нижня з нахилом опирається на станину 1. Подушку 3 піднімають з використанням малого клину 2 вручну або з використанням механізму. Таке рішення забезпечує для розмірного ряду 6,3–63 МН величину регулювання закритої висоти в межах 6–20 мм, яка може служити для компенсації неточності виготовлення та зношування штампа. Станини КГШП

відливають з низьковуглецевих сталей. У важких пресів вони складаються з двох частин: верхньої та нижньої. Роз'ємна станина стягується чотирма шпильками.

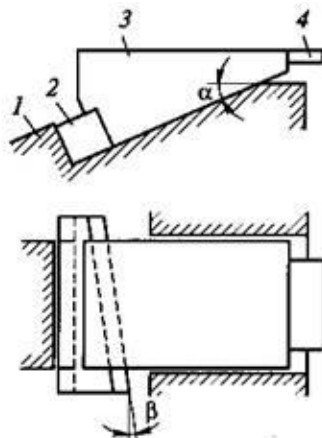


Рис. 10.47. Схема клинового столу: 1 – опора станини з нахилом, 2 – клин, 3 – клинова подушка, 4 – виступ клинової подушки

Верхній та нижній виштовхувачі, як правило, механічні зі шпильками, які знаходяться по центру повзуна і стола та виштовхають штамповку. В пресах з номінальним зусиллям до 16 МН використовують виштовхувачі з механічним приводом від головного механізму. Виштовхувачі, схема яких наведена на рис. 10.48. працюють таким чином. Після закінчення робочого ходу при русі повзуна 14 вгору шатун 5 відхиляється від вертикалі вліво. Упор 6 починає віджимати стержень 7, який діє на важіль 8 та змушує рухатися виштовхувач 10, який виштовхує штамповку з верхньої половини штампа. Вертання важільної системи відбувається пружиною 9. Виштовхувач вертається назад металом, що zdeформований, при черговому робочому ході. Привод нижнього виштовхувача виконується від кулачка 3 на ексцентриковому валу, який набігає на ролик 2 важеля 7, що тягне складену тягу 4 та через неї важіль 12. Кулак важеля 12 давить на важіль 11, який піднімає нижній виштовхувач. Для вертання важільної системи передбачена зворотна пружина. В пресах з номінальним зусиллям більше 16 МН використовують нижній пневматичний виштовхувач (рис. 10.49).

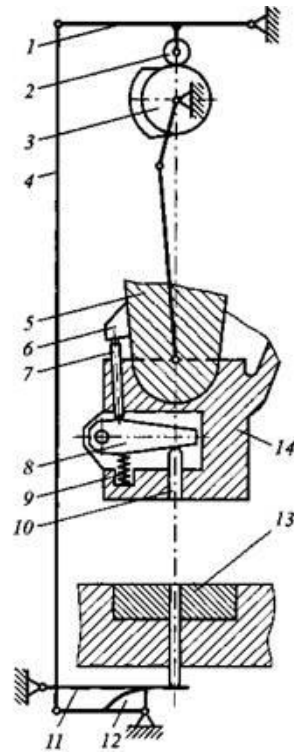


Рис. 10.48. Схема механічних виштовхувачів з механічним приводом

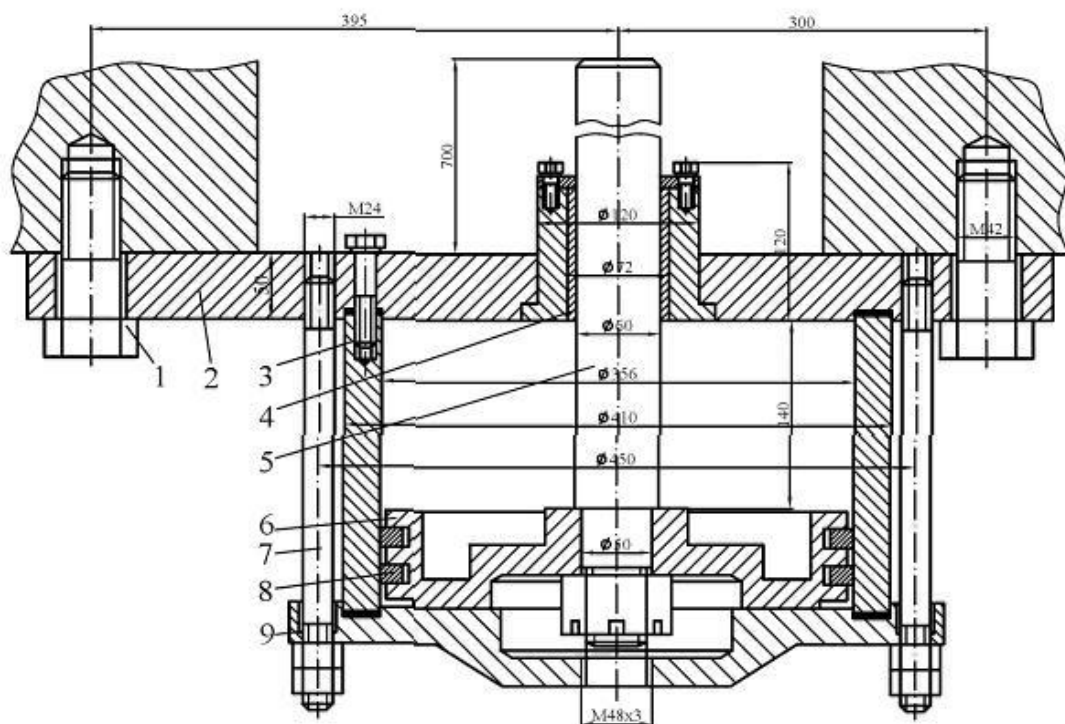


Рис. 10.49. Нижній виштовхувач КГШП зусиллям 25 МН

В традиційних КГШП велику роль грають віноважувачі (рис. 10.50), без яких стабільна робота КГШП неможлива.

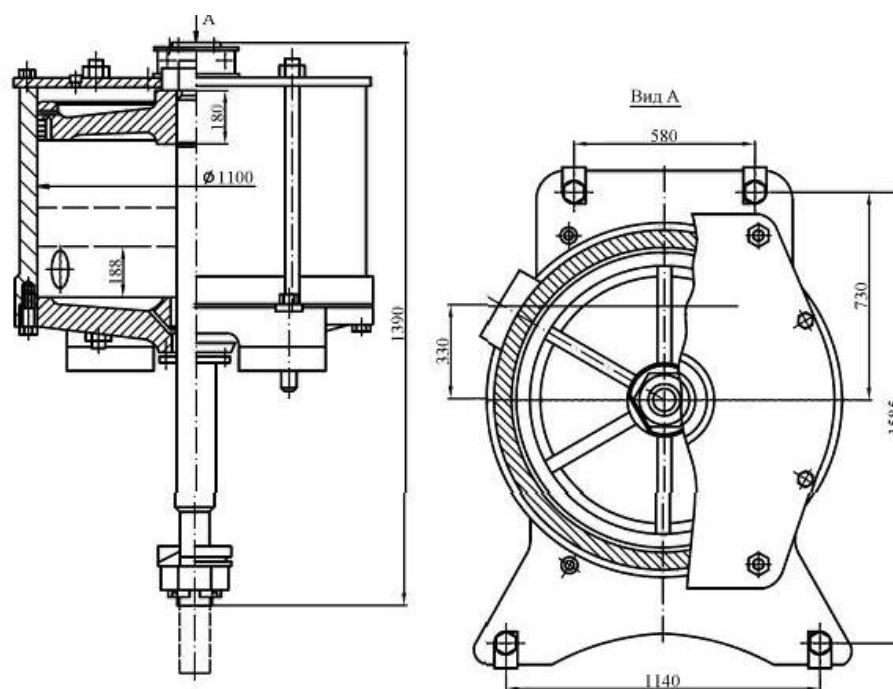


Рис. 10.50. Врівноважувач КГШП зусиллям 25 МН

В головному приводі традиційних КГШП використовується запобіжник по обертовому моменту (рис. 10.51).

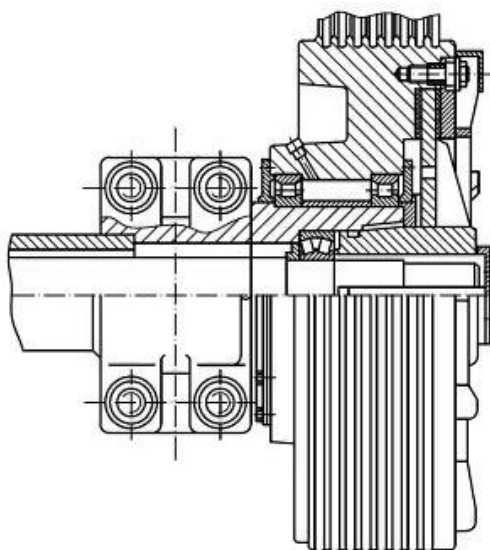


Рис. 10.51. Запобіжник по обертовому моменту КГШП зусиллям 25 МН

10.3.3. Заклинювання кривошипно-повзунного механізму. Гідрогайки

КГШП знаходили обмежене використання в зв'язку з проблемою виведення преса з заклиненого стану – стопору. Цей стан виникає в момент проходження кривошипом мертвої зони при перевантаженні преса. В

результаті кутова швидкість маховика падає до нуля, і повзун зупиняється біля крайнього нижнього положення.

Для вивода з заклинювання потужних КГШП пропонується пристрій, який отримав назву гідрогайка (рис. 10.52). При цьому стяжні шпильки розбірної станини розтягуються не гайками, а спеціальними гідродомкратами. Гайки служать для фіксації розрахункового ступеня розтягу шпильок та стиску станини. Існує два типу гідро гайок. Пристрій на рис. 10.52, а складається з станини 1, стяжних стержнів 2 та складених гайок 3, 10. Складена гайка має гайку-плунжер 3, циліндр 4, ущільнення 5, 6, які затягуються фланцями 7, 8, прокладок 9. Для подачі оливи послуговує горизонтальний отвір в циліндрі 4. Вертикальний отвір в гайці 3 послуговує для випуску повітря з гідросистеми та в нормальному стані заглушений. Пристрій працює таким чином. При необхідності затягнути станину олива подається в горизонтальний отвір циліндру до тих пір, доки між фланцем 7 та гайкою 3 не виникає зазор, достатній для монтажу прокладок. Після затягування станини та монтажу прокладок оливи випускають. При виводі преса із заклинювання знову подають тиск в циліндр 4, демонтують прокладки 9, після чого виводять прес із заклинювання.

Недоліком пристрою є те, як що при затягнутій станині та при заклинюванні преса почнуть пропускати ущільнення 5, 6, то відновити працездатність преса неможливо. Цього недоліку немає в пристрої на рис. 10.52, б. Пристрій складається з станини 1, стяжного стержня 2, нижньої гайки 3, опори 4, гідродомкрата 5 та верхньої гайки 6. Затягування відбувається подачею оливи в гідродомкрат 5 при закрученій до упору верхньої гайки 6. Існування зазору між нижньою гайкою 3 та станиною фіксується через отвір 7. Після затягування нижня гайка 3 закручується до вибору зазору між нею та станиною, а порожнина гідродомкрата з'єднується зі зливом.

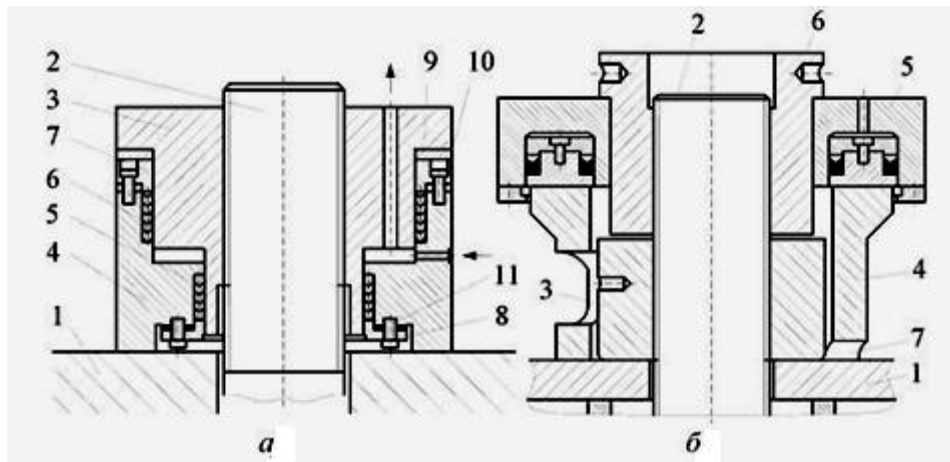


Рис. 10.52. Пристрій для затягування стяжних стержнів та розклинювання пресів:
а – гідродомкрат, який суміщений з гайкою, б – з'ємний гідродомкрат

10.3.4. Сучасні напрямки розвитку КГШП

КГШП розвиваються по двом напрямкам: технологічної спеціалізації та конструктивного удосконалення. Технологічна спеціалізація проводить до створення багатопозиційних КГШП, КГШП для гарячого видавлювання та КГШП подвійної дії. Конструкція КГШП подвійної дії відрізняється від конструкції КГШП простої дії існуванням виконавчого механізму подвійної дії. У відповідності з циклограмою (рис. 10.53) зовнішній повзун 2 переміщується з випереджуванням та зникає матриці раніше, чим починається процес штампування рухом головного повзуна 1. Відхід зовнішнього повзуна запізнюється у порівнянні з ходом вгору головного повзуна. Прес подвійної дії з роз'ємними матрицями характеризується двома номінальними зусиллями – видавлювання та притискання.

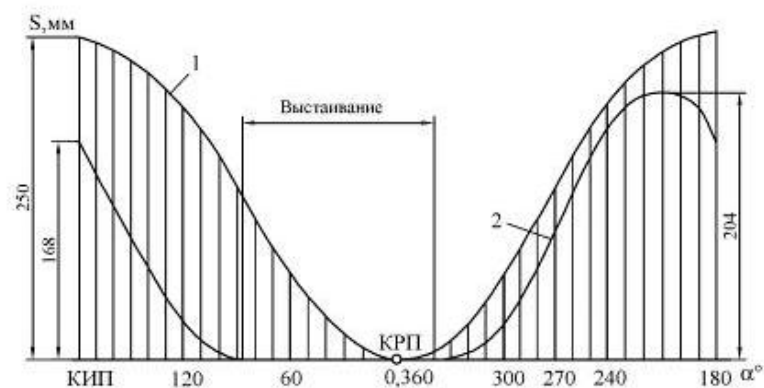


Рис. 10.53. Циклограма переміщення повзунів КГШП подвійної дії:
1 – головного, 2 – зовнішнього

В теперішній час існує тенденція переходу від традиційної конструкції виконавчого механізму (ВМ) КГШП простої дії до ВМ з проміжним клином (рис. 10.54, рис. 10.55). Ця тенденція виникла при створенні надпотужних унікальних пресів з номінальним зусиллям 100–160 МН, більшість яких розроблена на базі вказаних нових виконавчих механізмів. Метою є збільшення жорсткості преса, зменшення його габаритів та маси. У всіх компактних ВМ використовується рамний повзун 10 замість повзуна з хоботом. Використання клина 9 приблизно в два рази зменшує зусилля, яке діє на шатун 8 та головний вал 6.

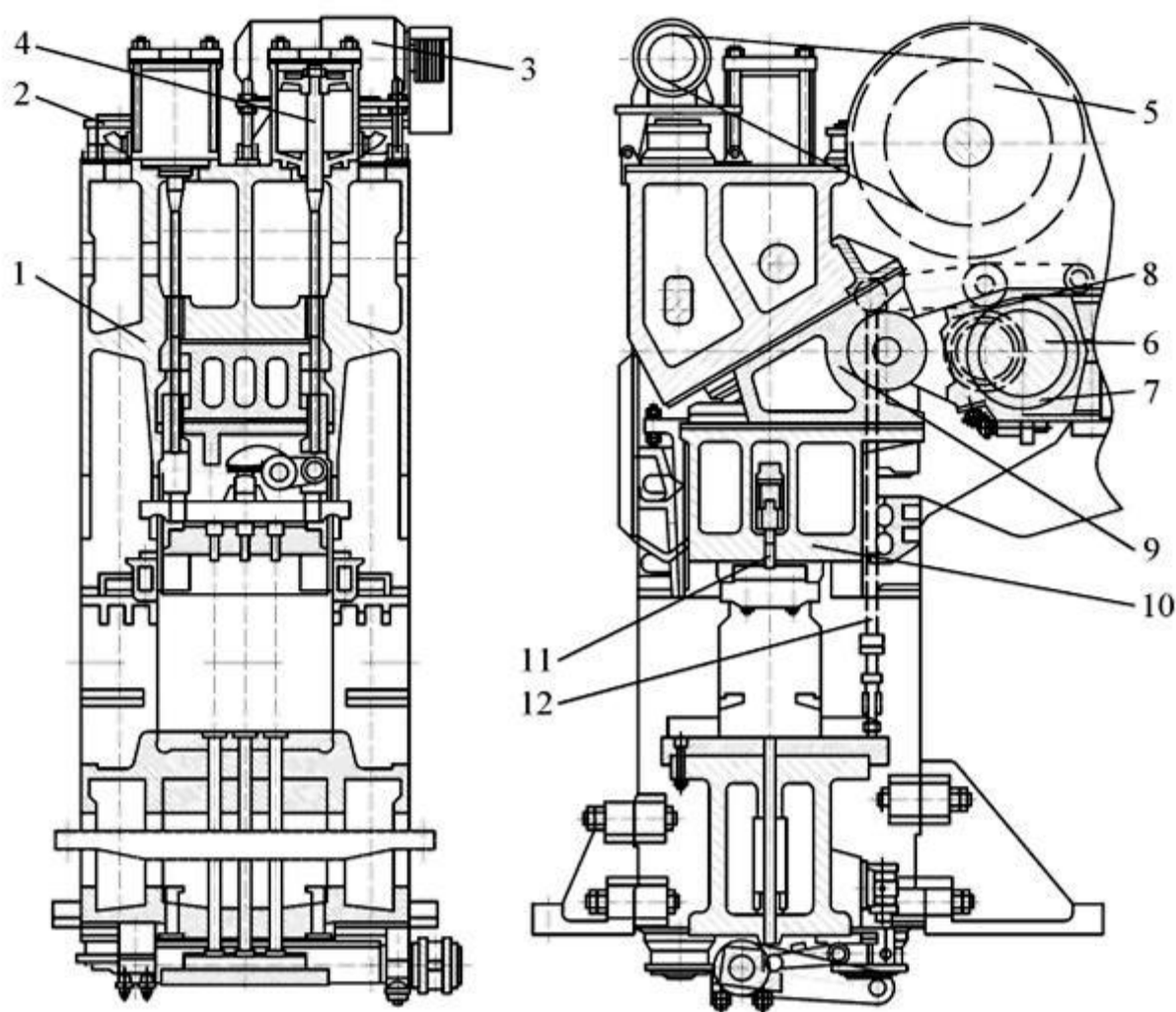


Рис. 10.54. КГШП «Еумисо» зусиллям 120 МН: 1 – станина; 2 – стяжної шпильки станини; 3 – головний електродвигуна; 4 – врівноважувач, 5 – маховик, 6 – колінчастий вал, 7 – ексцентрикова втулка регулювання закритої висоти, 8 – шатун, 9 – клин, 10 – повзун, 11 – верхній виштовхувач, 12 – тяга нижнього виштовхувача

Через клин 9 повзун 10 по своїй верхньої стороні опирається на верхню поперечину станини 1 преса. Електродвигун 3 через пасову передачу приводить в дію колінчастий вал 6. Клин 9, який вбудований між повзуном і головною частиною станини, приводиться в дію від подвійного шатуна 8. Регулювання закритої висоти преса реалізується шляхом пневматично-механічного прокручування ексцентрикової втулки 7, яка встановлена на колінчастому валу 6. Виштовхувачі 11 в повзуні 10 мають механічний, в столі преса гідравлічний привод. Штампотримачі зі штампом закріплюються на столі та повзуні заживними пристроями. Для заміни штампи разом з тримачами виштовхуються на змінний стіл, який знаходиться перед пресом і має свій привод.

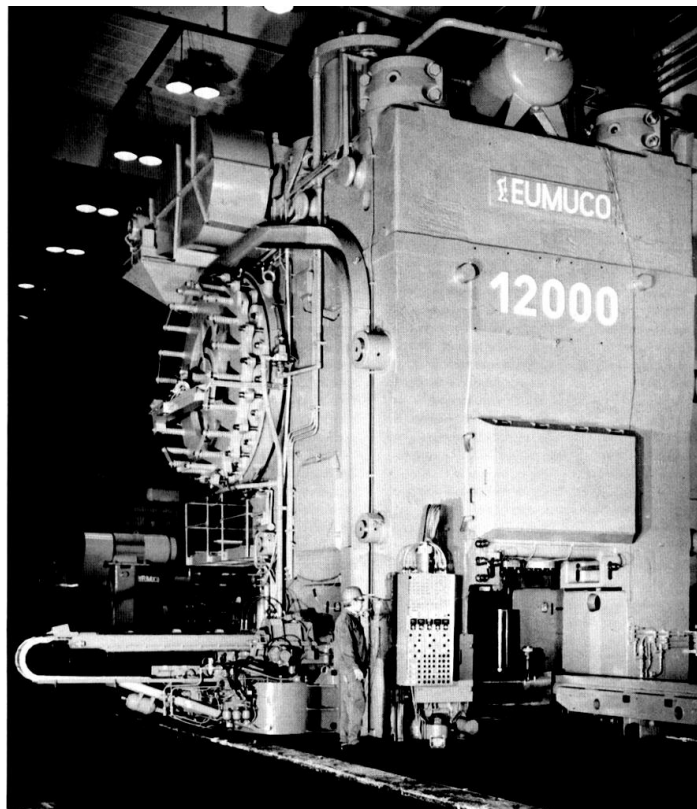


Рис. 10.55. Клиновий прес «Еумико» зусиллям 120 МН, (хід повзуна – 500 мм, число ходів – 30 х./хв., регулювання повзуна – 25 мм, номінальна потужність двигуна – 530 кВт)

10.4. Горизонтально-кувальні машини

10.4.1. Призначення, кінематичні схеми механізмів ГКМ

На горизонтально-кувальних машинах (ГКМ) виготовляють суцільні і полі поковки з прутків, які мають крупні розміри, а також полі вироби з труб. Поковки, які виробляють на ГКМ, мають форму тіл обертання з віссю, що

співпадає з віссю заготовки. ГKM використовують для виготовлення довго вісних заготовок автомобілів, клапанів, вал-шестерень, шестерень, підшипникових кілець та інших.

Штампи ГKM на відміну від молотових і пресових повинні мати роз'єми в двох взаємно перпендикулярних площинах: по-перше, головний роз'єм по площині зімкнення рухомих частин робочого інструменту (пуансони, прошивні), які закріплені на головному (висадочному) повзуні і передають навантаження від приводу, і, по-друге, роз'єм по площині зімкнення рухомої і нерухомої половин матриці. Присутність двох площин роз'єма створює умови для отримання поковок без ухилів, регулюванні упори дають можливість скорегувати деформуємий об'єм заготовки, що дозволяє штампування з малою задиркою.

Зімкнення з виникненням робочих порожнин ручаїв і розкриття матриці здійснюються за допомогою цільового механізму затиску, на кінцевій ланці якого – затискному повзуні – закріплена рухлива половина матриці; нерухома половина матриці знаходиться в гнізді станини ГKM.

У більшості ГKM сучасних моделей в якості головного виконавчого механізму (ГВМ) застосовують дезаксіальний кривошипно-повзунний механізм. Не володіючи особливими кінематичними властивостями в порівнянні з аксіальним механізмом, що застосовується в машин малих розмірів, він сприяє кращому напрямку головного повзуна. В окремих випадках головний виконавчий механізм виконують у вигляді кривошипно-кулісного механізму з прямою кулісою. Перевага цієї схеми – жорсткий напрям повзуна, що є корпусом куліси.

Переваги горизонтально-кувальних машин:

- можливість штампування поковок без облою, що виключає необхідність вживання обрізного преса;
- відсутність штампувальних ухилів на зовнішній поверхні поковки, що дозволяє підвищити коефіцієнт використання металу (КВМ) при штампуванні; необхідна мінімальна механічна обробка різанням;
- виконання робочих інструментів у вигляді вставок в штампах дозволяє підвищити стійкість найбільш зношуваних частин, а також їх швидку заміну, що зменшує вартість інструменту і всього штампа в цілому;

– можливість виконувати штампування як з мірних заготовок, так і з прутка, що дозволяє зменшити витрати металу

Недоліки горизонтально-кувальних машин:

- необхідність вживання прокату підвищеної точності;
- обмежене число форм поковок (циліндрові);
- відносно низька стійкість вставок штампа;
- необхідність очищення прутка від окалини;
- відносно висока вартість машини (у 1,5 рази дорожче КГШП аналогічного зусилля).

Залежно від складності поковки ГKM розділяють на 6 груп (див. табл. 10.1:

1 група – поковки типа стержня з потовщенням, яка складається з 3 підгруп;

2 група – поковки із наскрізним отвором, яка складається з 3 підгруп та включає кільця, втулки, шестерні;

3 група – з глухою одною або двома порожнинами;




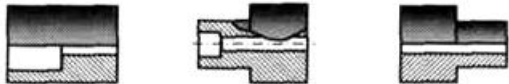
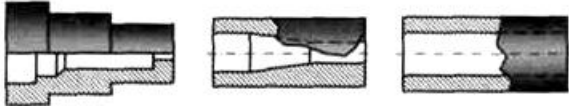





4 група – поковки змішаної конфігурації;

5 група – поковки із наскрізним отвором, які отримують з труб;

6 група – поковки комбінованої форми, які штамнуються за декілька операцій.

Залежно від розташування плоскості роз'єму матриць ГKM підрозділяють на ГKM з вертикальним та горизонтальним роз'ємом. На рис. 10.56 представлені характерні положення і показані напрями переміщень рухливих матриць і блоків пуансонів для ГKM з вертикальним і горизонтальним роз'ємом. Початок технологічного циклу штампування відповідає положенню I, при якому рухома матриця 1 і блок пуансонів 3 займають вихідні позиції, а заготівка встановлена у затискному рівчаку нерухомої матриці 2, потім відбувається затиск вихідної заготівки (II) і робочий хід висадочного повзуна (III). Після чого повзун і рухлива матриця повертаються на вихідну позицію, а заготівку переміщають в наступний рівчак (IV).

Таблиця 10.1 – Поковки, які виготовляють на ГKM

Група	Підгрупа	Форми заготовок
I	1	
I	2	
	3	
II	1	
	2	
	3	
III	I	
IV		
V		
VI		

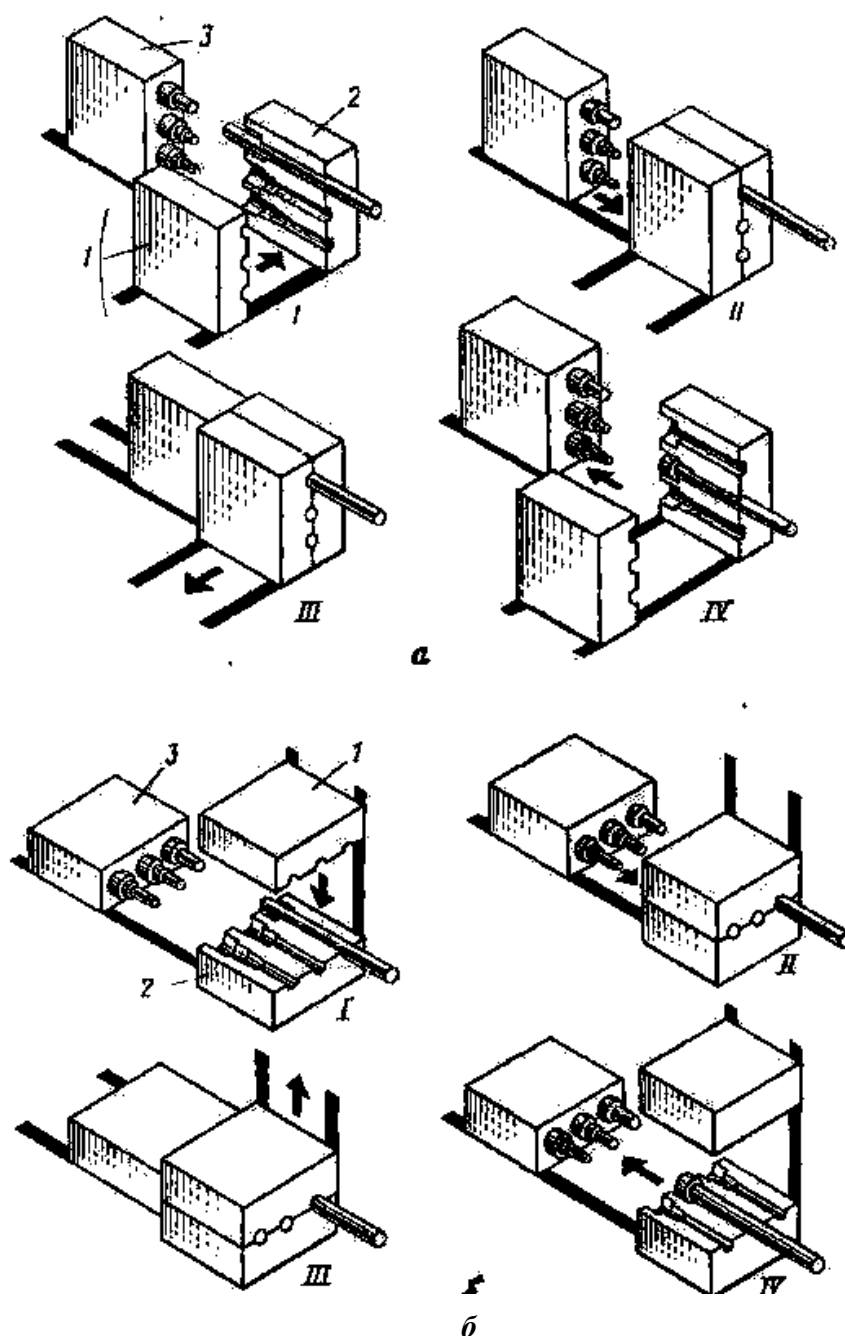


Рис. 10. 57. Положення і напрямок руху блока пуансонів і матриць при:
а – вертикальному та б – горизонтальному роз'ємах матриць:
1 – рухома матриця, 2 – нерухома матриця, 3 – блок пуансонів

В ГKM з вертикальним роз'ємом матриць використовують такі кінематичні схеми механізмів затискання матриць: кривошипно-важільний двох клиновий (рис. 10.57, а), кривошипний важільно-колінний (рис. 10.57, б), кулачковий повзунно-колінний (рис. 10.57, в), в машинах з горизонтальним роз'ємом – колінно-важільний (рис. 10.57, г).

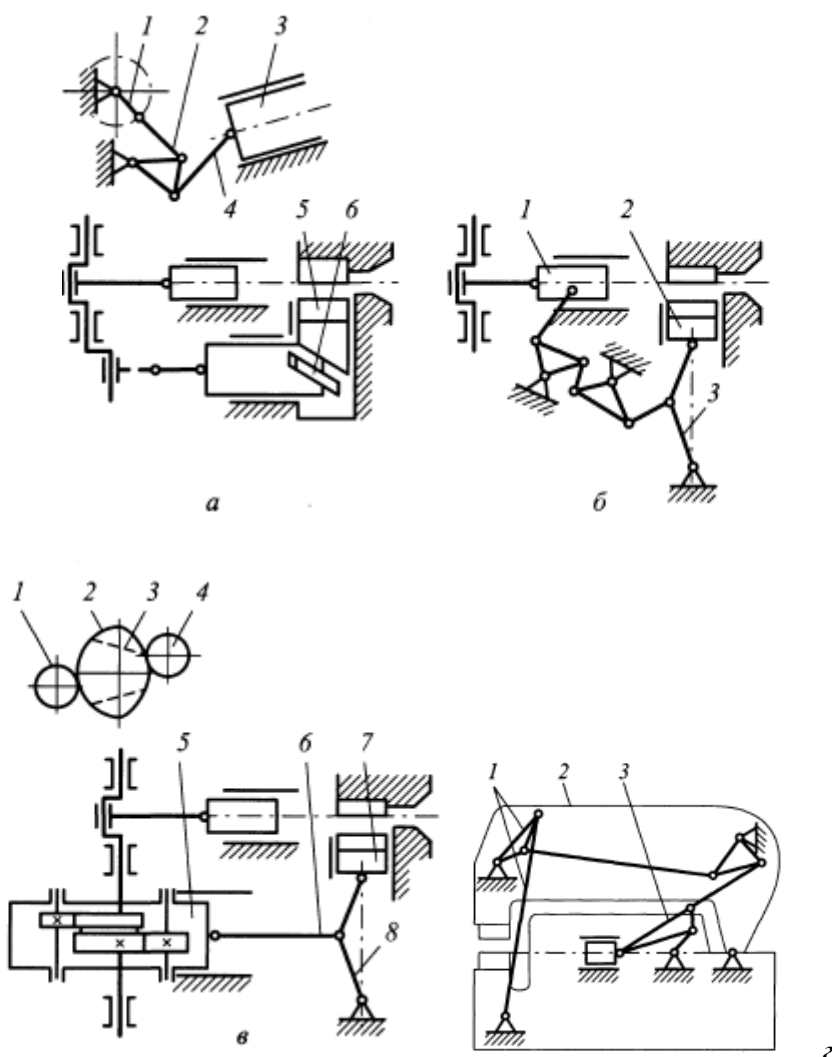


Рис. 10.57. Кінематичні схеми механізмів затискання ГKM: з вертикальним роз'ємом: а – кривошипно-важільний двохклиновий, б – кривошипний важільно-колінний, в – кулачковий повзунно-колінний, з горизонтальним роз'ємом, г – колінно-важільний (1 – колінно-важільний механізм, 2 – верхня траверса, 3 – шатун).

Механізм затиску першого типу (рис. 10.57, а), компактний за своїми габаритними розмірами, знайшов використання в невеликих машинах. Механізм працює таким чином. Кінцевий кривошип 1 головного вала за час повного обороту приводить в коливальний рух ланку 2 і далі за допомогою тяги 4 в зворотно-поступальний рух бічний повзун 3, який створює спільно із затискним 5 клинову пару. Завдяки цьому при русі бічного повзуна вперед затискний повзун переміщається у напрямі зімкнення матриць. Для зворотного руху затискного повзуна служить прямокутний зуб 6, який створює з ним зворотну клинову пару.

У механізмі затиску другого типу (рис. 10.57, б) привод затискного повзуна 2 здійснюється від висадочного повзуна 1 головного механізму через систему важелів, що коливаються, та коліно 3. Затискний повзун в машинах, які виконані за двома розглянутими схемами, протягом робочого ходу фактично коливається у крайньому лівому положенні. Подібне явище на виробництві називається «диханням» затискного повзуна. При значному «диханні» між матрицями виникає зазор, в який може витекти метал при висадці з утворенням подовжнього облою по довжині поковки. Крім того, унаслідок «дихання» порушується правильність перетинів порожнин рівчаки штампа, що приводить до спотворення форми поковки.

Найбільш висока точність руху затискного повзуна при вистоюванні в крайньому положенні в період робочого ходу головного повзуна може бути забезпечена механізмом, в основі якого лежить кінематичний ланцюг третього типу (рис. 10.57, в). Особливістю цього ланцюга є використання кулачків з профілем, задовольняючим вимогам заданого закону руху.

Кращим вважається привод затискного механізму від двох кулачків прямого і зворотного ходів. За цим принципом функціонують машини сучасних моделей, у тому числі вітчизняні середніх і великих розмірів. Машини з одним кулачком, який забезпечує прямий і зворотний хід, майже не випускають. Затискний механізм в цьому випадку працює таким чином. Рух кулачків прямого 2 і зворотного 3 ходів, посаджених на головному валу, через ролики прямого 4 і зворотного 1 ходів передається бічному повзуну 5, який рухається зворотно-поступально. Бічний повзун через шатун 6 пов'язаний з коліном 8. При його ході вперед відбувається розпрямлення коліна і затискний повзун 7 переміщається у напрямі зімкнення матриць. При ході бічного повзуна назад коліно ламається і затискний повзун розкриває матриці. Для повного зімкнення матриць немає необхідності витягувати в лінію ланки коліна. При терті в шарнірах розпір буде надійним при тупому куту між осями ланок коліна: це полегшує зворотний хід повзуна 7.

Значний інтерес представляють машини з горизонтальним роз'ємом матриць, на яких заготовка переміщається з рівчака в рівчак в горизонтальній площині, що не лише полегшує умови праці, але і дозволяє застосовувати широку механізацію і автоматизацію технологічних процесів. Головний

виконавчий механізм цих машин – кривошипно-повзунний з висадочним повзуном, що пересувається в горизонтальній площині (рис. 10.57, г). Затискний повзун здійснює зворотно-поступальний рух в вертикальній площині. В кінематичній схемі затискного механізму першого типу верхня траверса 2, яка призначена для кліщового затиску заготовки, є важелем II роду, шарнірно закріпленим на станині. Гойдання траверси здійснюється за допомогою колінно-важільного механізму важеля 1 з приводом від третьої точки головного шатуна 3. Сила розпору в період робочого ходу сприймається масивним стягуванням колінно-важільної пари.

10.4.2. Конструктивні різновиди ГKM

ГKM з вертикальним роз'ємом матриць, призначені для універсальної технології, є горизонтальними двостійковими однокривошипними закритими пресами з відкритим приводом. Зліва від головного виконавчого механізму розташований привод механізму затиску і власне затискний повзун, що пересувається уздовж фронту станини.

Основні параметри і розміри ГKM загального призначення з однією рухливою матрицею та $P_{\text{ном}} = 1 \dots 31,5$ МН при ході висадочного повзуна $H_{\text{max}} = 180 \dots 700$ мм і числі ходів $n = 95 \dots 21$ ход/хв. регламентовані ГОСТ 7023. Більшість зарубіжних фірм в якості основного параметру ГKM приймають не номінальне зусилля, а найбільший діаметр оброблюємого виробу в дюймах. Наприклад, ГKM з $P_{\text{ном}} = 8$ МН відповідає $\varnothing 5''$, а ГKM з $P_{\text{ном}} = 31,5$ МН – $\varnothing 11''$. Найбільш крупні ГKM з номінальними зусиллями 12,5 МН, 20 МН, 31,5 МН розроблені та виготовлені на НКМЗ (рис. 10.58). Переміщення затискного повзуна визначається необхідністю витягувати поковку з машини і тому зростає нелінійно при збільшенні ходу висадочного повзуна. Станини малих і середніх машин виготовляють суцільнолитими, а великих – роз'ємними з двох відливок (передньою і задньою з вертикальним роз'ємом). Обидві половини роз'ємної станини стягують верхніми і нижніми подовжніми болтами (див. рис. 10.58). Для збільшення жорсткості в середніх машинах з цілісною станиною зверху є горизонтальні стягування. З фронтального боку станини зроблений вертикальний виріз, що забезпечує доступ до інструменту. У сучасних

конструкціях ГKM опори проміжного вала винесені в задню частину станини і зроблені відкритими.

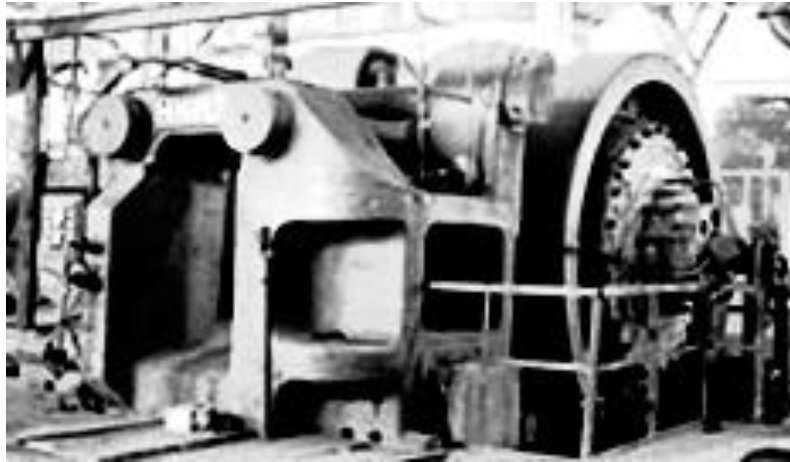


Рис. 10.58. ГKM конструкції НКМЗ з вертикальним роз'ємом матриць: зусилля висадочного повзуна 31,5 МН, хід 700 мм, максимальний діаметр обробляемого прутка 275 мм

До головного виконавчого механізму ГKM, як і в КГШП, пред'являють підвищені вимоги по жорсткості і точності руху, що і визначає конструкцію його деталей: короткий шатун з постійною довжиною, хоботоподібний повзун з подвійним напрямом і масивний одноколінчастий (рідше ексцентриковий) вал.

Привод машин здійснюється від електродвигуна, встановленого на спеціальній кронштейні станини, через одноступінчасту передачу в швидкохідних малих або двоступінчасту передачу в середніх і крупних машинах. Сучасні моделі машин всіх розмірів обладнані пневматичними дисковими муфтами і стрічковими гальмами, встановленими, як правило, на приймальному валу. У потужних машинах муфту і гальмо розташовують на головному валу. Це покращує прироблення зубчастих коліс і полегшує умови роботи муфти при пуску і гальма при зупинці, але приводить до збільшення їх розмірів.

Особливе місце в системі ГKM займають пристрої оберігання від перевантаження на затискному повзуні. Перевантаження може виникати внаслідок неправильної, випадкової установки прутка між плоскістю матриць. В цьому випадку жорсткий кінематичний зв'язок в приводі затискного повзуна вимагає, щоб матриці зімкнулися, чому перешкоджає пруток між матрицями. Якщо не передбачити спеціального запобіжного пристрою в

системі затиску, то можлива поломка машини. Затискний механізм і його запобіжник працюють таким чином (рис. 10.59). Коли пруток вставлений і правильно затиснутий, вся ліва частина механізму за точкою D в період зупинки затискного повзуна вільна від навантажень. При затиску прутка між матрицями ця точка не може дійти до свого крайнього положення – точки E , і зупиняється десь раніше (на відстані a). Проте бічний повзун продовжує рухатися, і його переміщення повинне передаватися всій системі важеля. Тоді враховуючи, що точка D нерухома, а бічний повзун рухається, аналізуємо поворот важелів ABC і KJL біля центрів B і J . При цьому нижнє плече важеля KJL відходить від стінки бічного повзуна і стискуватиме циліндрову багаторядну пружину, що має попереднє затягування $P_{зп}$. Сила затягування повинна відповідати силі затиску $P_{зат}$. Якщо сила затиску перевищить розрахункову, повинна спрацювати вся система оберігання. Сила затиску $P_{зат}$ має бути настільки великою, щоб попередити виштовхування прутка з матриці при висадці: $P_{зат} = (0,30...0,35) P_{ном}$. На це навантаження розраховують всю систему важеля запобіжного пристрою за винятком ланок DM і DF . Останні дві ланки сприймають повну силу розпору.

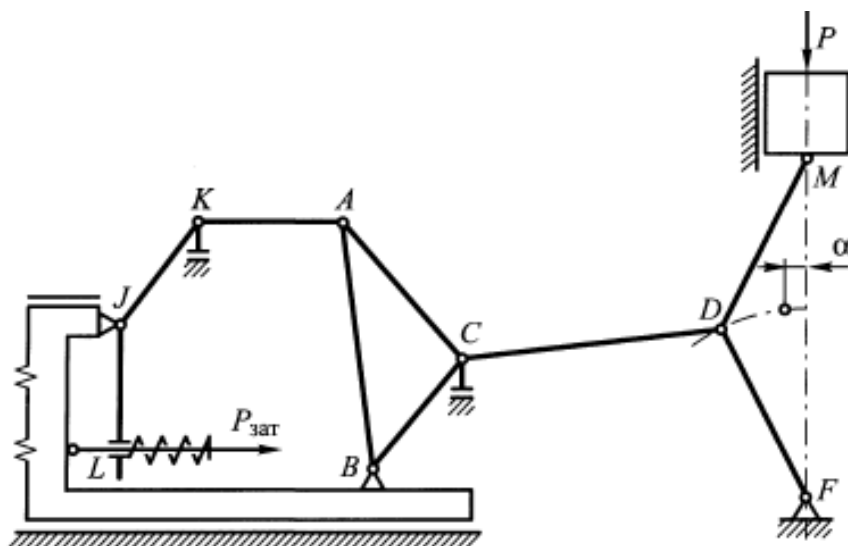


Рис. 10.59. Кінематична схема затискного механізму захисту від перевантаження

Найбільш поширена принципова схема ГKM з верхнім роз'ємом, яка наведена в роботі [8] (рис. 10.60). По цій схемі виготовляють ГKM зусиллям до 2,5 МН.

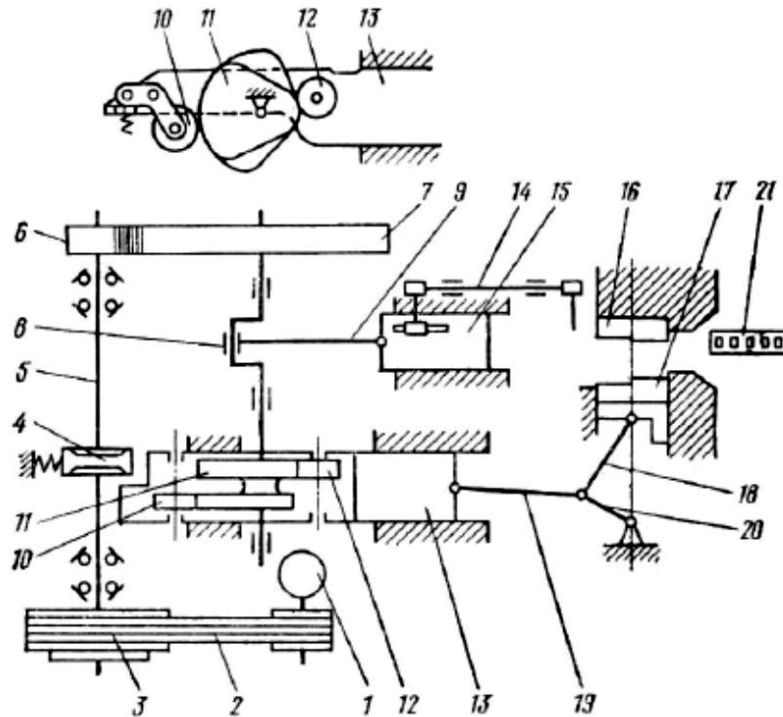


Рис. 10.60. Принципова схема ГKM з верхнім роз'ємом: 1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача, 3 – маховик (зі вбудованим запобіжником), 4 – стрічкові пневматичні гальма, 5 – приводний вал, 6 – шестерня, 7 – зубчасте колесо з пневматичною муфтою включення, 8 – колінчастий вал, 9 – шатун, 10 – ролик зворотного ходу, 11 – кулачок, 12 – ролик прямого ходу, 13 – боковий повзун, 14 – передній регулюємий упор, 15 – головний висадочний повзун, 16 – нерухома заживна матриця, 17 – рухома затискна матриця, 18, 20 – важелі, 19 – шатун затискного повзуна, 21 – стіл

Відповідно до схеми (див. рис. 10.60) електродвигун за допомогою клинопасової передачі 2 передає обертання маховику 3, який встановлений на приводному валу 5. На приводному валу 5 встановлені стрічкові гальма 4 та шестерня 6 зубчастої пари, яка через зубчасте колесо 7 передає рух кривошипному валу, котрий через шатун 8 надає повзуну 15 зворотно-поступальний рух. В маховик 3 вбудована пневматична муфта включення. На висадочному повзуні 15 закріплений блок пуансонів. Механізм затискання матриць приводиться в дію встановленим на колінчастому валу кулачком 11, який має два незалежних профілі – прямого та зворотного ходу. Рух від кулачка 11 через два ролика передається боковому повзуну 13, який через важільну систему 18-20 приводить в дію затискний повзун з рухомою затискною матрицею 17, яка працює в парі з нерухомою матрицею 16, закріпленою на станині. Необхідний період вистоювання затискного повзуна і матриць в зімкнутому стані забезпечується профілем кулачка 11.

Штампування на ГKM відбувається з фіксацією заготовки по передньому упору 2 (рис. 10.61) при заготовках, довжина яких значно більше довжини матриць, по задньому упору при довжині матриць приблизно рівних заготовці, та з використанням упор-кліщів, якщо заготовка коротше матриці. Етапи штампування на ГKM вказані на рис. 10.61: 1 етап – встановлення заготовки по упору, 2 етап – відвід упора та затискання заготовки в матриці, 3 етап – висаджування головки.

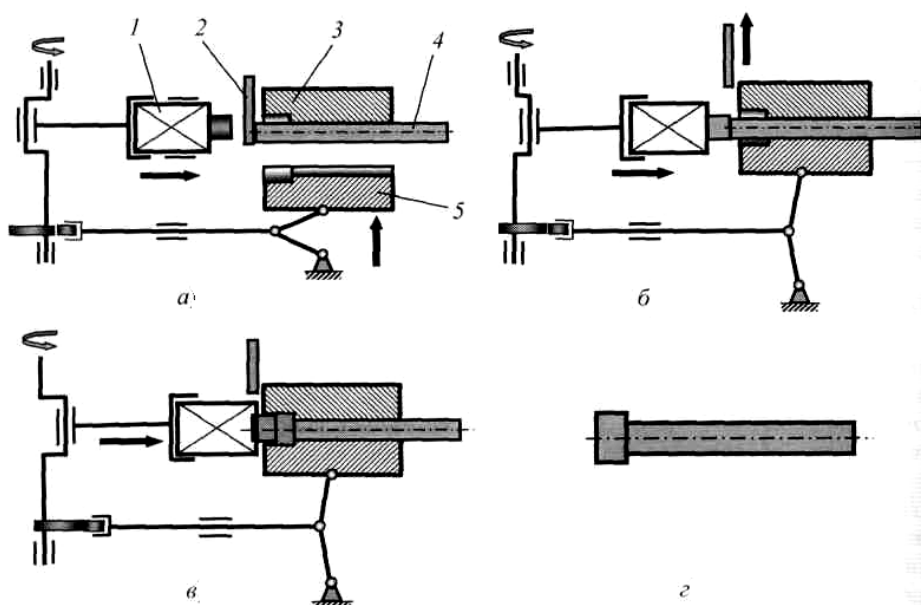


Рис. 10.61. Етапи штампування на ГKM: *а* – встановлення заготовки, *б* – затискування заготовки в матриці, *в* – висаджування головки, *г* – готова заготовка;
1 – блок кріплення пуансонів, 2 – регулюємий упор, 3 – нерухома матриця, 4 – заготовка, 5 – рухома матриця

На рис. 10.62, рис. 10.63 наведені ГKM з вертикальним роз'ємом матриць, які використовуються в промисловості.



Рис. 10.62. ГKM моделі B1139 A з вертикальним роз'ємом матриць:
зусилля висаджувального повзуна 8 МН, хід 220 мм;
максимальний діаметр обробляемого прутка 100мм

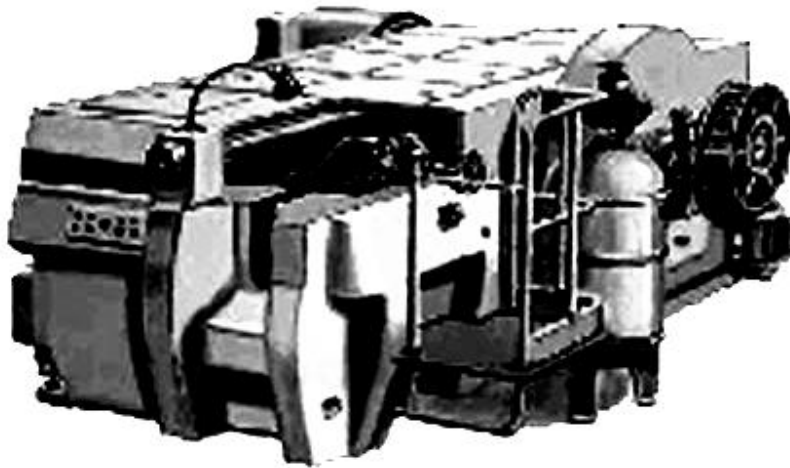


Рис. 10.63. ГКМ моделі BB1134 з вертикальним роз'ємом матриць:
зусилля висаджувального повзуна 2,5 МН, хід 220 мм;
максимальний діаметр обробляемого прутка 40 мм

Середні та крупні ГКМ обладнуються гідропневматичними столами, пневмопідйомниками та гідروпідйомниками, які переміщують заготовку в вертикальному напрямку на рівень того чи іншого рівчака та полегшують подачу заготовки в робочий простір.

Питання для самоконтролю

1. Конструкції та особливості розрахунку пресів простої дії.
2. Конструкції та особливості розрахунку пресів подвійної дії.
3. Конструкції та особливості розрахунку пресів потрійної дії.
4. Циклова діаграма роботи кривошипного преса.
5. Призначення, конструкція основних деталей карбувальних пресів та пресів для холодного видавлювання.
6. Основи проектування кривошипно-колінчастого механізму.
7. Призначення, кінематичні схеми кривошипних гарячештампвальних пресів.
8. Призначення, кінематичні схеми і силовий режим роботи горизонтально-кувальних машин.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

Основна

1. Власов В.И. Системы включения кривошипных прес сов / В.И. Власов. – М.: Машиностроение, 1969. – 440 с.
2. Живов Л.И. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы. / Л.И. Живов, А.Г. Овчинников. – М: Машиностроение, 2007. – 376 с.
3. Залесский В.И. Оборудование кузнечно-штамповочных цехов. / В.И. Залесский. – М.: Высшая школа, 1973. – 630 с.
4. Игнатов А.А. Кривошипные горячештамповочные прессы / А.А. Игнатов, Г.А. Игнатова – М.: Машиностроение, 1974. – 352 с.
5. Кузнечно-штамповочное оборудование / под ред. А.Н. Банкетова, Е.Н. Ланского. – М.: Машиностроение, 1982. – 576 с.
6. Кривошипные кузнечно-прессовые машины / под ред. В.И. Власова. – М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.
7. Ланской Е.Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прес сов / Е.Н. Ланской, А.Р. Банкетов. – М.: Машиностроение, 1966. – 380 с.
8. Навроцкий Г.А. Кузнечно-штамповочные автоматы / Г.А. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1965. – 424 с.
9. Несвит С.М. Горизонтально-ковочные машины и их автоматизация / С.М. Несвит, О.И. Ньюнко. – М.: Машиностроение, 1964. – 324 с.
10. Рей Р.И. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы кривошипные. / Р.И. Рей, С.С. Монатовский. – Луганск: СНУ, 2000. – 216 с.
11. Ровинский Г.Н. Листоштамповочные механические прессы / Г.Н. Ровинский, С.Л. Злотников – М.: Машиностроение, 1968 – 376 с.
12. Таловеров В.Н. Кузнечно-штамповочное оборудование: курс лекций / В.Н. Таловеров, И.Н. Гудков, А.В. Таловеров. – Ульяновск: УлГТУ, 2006. – 145 с.
13. Эксплуатация и обслуживание оборудования и технологической оснастки для листовой штамповки / под ред. Л.И. Рудмана. – М.: Машиностроение, 1984. – 304 с.
14. Электрооборудование кузнечно-прессовых машин. Справочник / В.Е. Стоколов, Г.С. Усышкин, В.М. Степанов и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 304 с.

15. Явтушенко О.В. Проектування та розрахунок кривошипних пресів / Запоріжжя: ЗНТУ, 2008. – 301 с.

Нормативно-технічна

16. ГОСТ 10026-87 Прессы однокривошипные простого действия закрытые. Параметры и размеры. Дата введения в действие: 01.01.1989.

17. ГОСТ 10480-88 Автоматы механические для прессования изделий из металлических порошков. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.07.1989.

18. ГОСТ 10560-88 Прессы листогибочные гидравлические. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.01.1989.

19. ГОСТ 10663-88 Автоматы правильно-отрезные для металла круглого, фасонного сечения и арматуры. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.07.1989.

20. ГОСТ 10739-84 Автоматы листоштамповочные с нижним приводом. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.01.1986.

21. ГОСТ 10767-98 Термопластавтоматы и реактопластавтоматы. Основные параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.01.2002.

22. ГОСТ 11186-75 Машины трубогибочные. Основные параметры и размеры. Дата введения в действие: 01.07.1976.

23. ГОСТ 12933-88 Автоматы холодновысадочные однопозиционные двухударные с цельной матрицей. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.07.1988.

24. ГОСТ 12934-83 Машины гибочные роликовые. Параметры. Дата введения в действие: 01.01.1984.

25. ГОСТ 16434-87 Вальцы ковочные консольные. Параметры и размеры. Дата введения в действие: 22.01.1988.

26. ГОСТ 16435-80 Вальцы ковочные закрытые. Основные параметры и размеры. Дата введения в действие: 01.06.1980.

27. ГОСТ 16509-89 Машины листогибочные с поворотной гибочной балкой. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.09.1989.

28. ГОСТ 16829-71 Ножницы высечные. Параметры и размеры. Дата введения в действие: 01.08.1971.

29. ГОСТ 17578-93 Автоматы резьбонакатные с роликом и сегментом. Основные параметры. Дата введения в действие: 30.11.1994.
30. ГОСТ 17579-72 Автоматы для изготовления пружинных шайб. Параметры. Дата введения в действие: 01.03.1973.
31. ГОСТ 24225-87 Центры обрабатывающие координатно-револьверные с числовым программным управлением. Параметры и размеры. Дата введения в действие: 25.02.1988.
32. ГОСТ 24367-87 Машины радиально-обжимные. Параметры и размеры. Дата введения в действие: 03.03.1988.
33. ГОСТ 25354-82 Комплексы ковочные с программным управлением. Основные параметры и размеры. Дата введения в действие: 01.03.1982.
34. ГОСТ 25909-85 Прессы-автоматы для чистовой вырубки. Основные параметры и размеры. Дата введения в действие: 21.02.1986.
35. ГОСТ 25915-88 Машины и валцы ковочные. Ряды главных параметров. Дата введения в действие: 04.05.1988.
36. ГОСТ 26497-89 Автоматы вырубные быстроходные. Параметры. Дата введения в действие: 25.08.1989.
37. ГОСТ 28032-89 Кузнечно-прессовые машины. Молоты. Ряды главного параметра. Дата введения в действие: 24.04.1989.
38. ГОСТ 28252-89 Кузнечно-прессовые машины. Ножницы. Ряды главных параметров. Дата введения в действие: 01.11.1989.
39. ГОСТ 28585-90 Машины кузнечно-прессовые. Средства автоматизации и механизации. Ряды основных параметров. Дата введения в действие: 01.05.1990.
40. ГОСТ 5384-89 Прессы холодноштамповочные кривошипно-коленные. Параметры и размеры. Размеры и расположение пазов и отверстий для кр. Дата введения в действие: 01.11.1989.
41. ГОСТ 5627-87 Автоматы проволочно-гвоздильные. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 22.02.1988.
42. ГОСТ 6282-88 Ножницы листовые кривошипные с наклонным ножом. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.10.1988.
43. ГОСТ 6283-88 Автоматы кузнечно-прессовые. Ряды главных параметров. Дата введения в действие: 01.06.1988.

44. ГОСТ 6414-87 Автоматы холодноштамповочные пятипозиционные гаечные. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.09.1988.

45. ГОСТ 6809-87 Прессы кривошипные горячештамповочные. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.08.1987.

46. ГОСТ 7023-89 Машины горизонтально-ковочные с вертикальным разъемом матриц. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.09.1989.

47. ГОСТ 713-88 Прессы винтовые. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.07.1989.

48. ГОСТ 7284-88 Прессы гидравлические ковочные. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 08.06.1988.

49. ГОСТ 7600-90 Оборудование кузнечно-прессовое. Общие технические условия. Дата введения в действие: 01.06.1990.

51. ГОСТ 7639-88 Прессы однокривошипные двойного действия закрытые. Основные параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.11.1988.

52. ГОСТ 7766-88 Прессы двухкривошипные простого действия закрытые. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 22.03.1989.

53. ГОСТ 8200-87 Прессы гидравлические для изготовления изделий из пластмасс. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.01.1989.

54. ГОСТ 8247-84 Прессы двухкривошипные закрытые двойного действия. Ряд номинальных усилий вытяжного ползуна. Дата введения в действие: 11.02.1985.

55. ГОСТ 8248-88 Ножницы сортовые кривошипные закрытые. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.09.1988.

56. ГОСТ 8249-89 Ножницы листовые двухдисковые. Параметры. Дата введения в действие: 27.04.1989.

57. ГОСТ 8260-88 Автоматы листоштамповочные многопозиционные. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.01.1989.

58. ГОСТ 9222-87 Прессы двухкривошипные простого действия открытые. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.01.1989.

59. ГОСТ 9224-98 Автоматы для холодной навивки пружин. Основные параметры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.01.2002.

60. ГОСТ 9408-89 Прессы однокривошипные простого действия открытые. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.07.1990.

61. ГОСТ 9753-88 Прессы гидравлические одностоечные. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.07.1989.

62. ГОСТ 9860-98 Прессы гидравлические пакетировочные для металлических отходов. Основные параметры и размеры. Дата введения в действие: 01.01.2002.

63. ГОСТ 9861-88 Автоматы холодноштамповочные четырехпозиционные для крепежных изделий стержневого типа. Параметры и размеры. Нормы точности. Дата введения в действие: 01.07.1990

Додаток А. Електродвигуни ковальсько-пресового обладнання

Таблиця А.1 – Технічні дані асинхронних електродвигунів з короткозамкненим ротором серії 4А

Виконання закрите, що обдувається (І Р 44)

Тип	Потужність, кВт	Частота обертання об/хв.	Момент інерції, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	
			ротора	приводу
Синхронна частота обертання 1500 об/хв..				
4AA50A4Y3	0,06	1380	$0,287 \cdot 10^{-4}$	0,008
4AA50B4Y3	0,09	1370	$0,325 \cdot 10^{-4}$	0,01
4AA56A4Y3	0,12	1375	$7,0 \cdot 10^{-4}$	0,2
4AA56B4Y3	0,18	1385	$7,88 \cdot 10^{-4}$	0,25
4AA63A4Y3	0,25	1380	$12,4 \cdot 10^{-4}$	0,35
4AA63B4Y3	0,37	1365	$13,8 \cdot 10^{-4}$	0,42
4A71A4Y3	0,55	1390	$13 \cdot 10^{-4}$	0,4
4A71BA4Y3	0,75	1390	$14,3 \cdot 10^{-4}$	0,45
4A80A4Y3	1,1	1420	$0,323 \cdot 10^{-2}$	0,93
4A80B4Y3	1,5	1415	$0,333 \cdot 10^{-2}$	1,29
4A90L4Y3	2,2	1425	$0,56 \cdot 10^{-2}$	1,84
4A100S4Y3	3,0	1435	$0,868 \cdot 10^{-2}$	3,01
4A100L4Y3	4,0	1430	$1,13 \cdot 10^{-2}$	4,54
4A112M6Y3	5,5	1445	$1,75 \cdot 10^{-2}$	4,37
4A132S4Y3	7,5	1455	$2,75 \cdot 10^{-2}$	12,8
4A132M4Y3	11,0	1460	$4 \cdot 10^{-2}$	8,95
4A160S4Y3	15,0	1465	$10,3 \cdot 10^{-2}$	13,09
4A160M4Y3	18,5	1465	$12,8 \cdot 10^{-2}$	15,9
4A180S4Y3	22,0	1470	$19 \cdot 10^{-2}$	19,5
4A180M4Y3	30,0	1470	$23,8 \cdot 10^{-2}$	23,22
4A200M4Y3	37,0	1475	0,368	27,2
4A200L4Y3	45,0	1475	0,445	35,8
4A225M4Y3	55,0	1480	0,64	41,9
4A250S4Y3	75,0	1480	1,02	73,12
4A250M4Y3	90,0	1480	1,16	87,8
4A280S4Y3	110	1470	23	192,9
4A280M4Y3	132	1480	2,48	146,5
4A315S4Y3	160	1480	3,08	182,2
4A315M4Y3	200	1480	3,62	211
4A335S4Y3	250	1485	6	212
4A335M4Y3	315	1485	7,05	283
Синхронна частота обертання 1000 об/хв				
4AA63A6Y3	0,18	885	$17,4 \cdot 10^{-4}$	0,66
4AA63B6Y3	0,25	890	$21,5 \cdot 10^{-4}$	1,17
4A71A6Y3	0,37	910	$16,8 \cdot 10^{-4}$	1,52
4A71B6Y3	0,55	900	$20,3 \cdot 10^{-4}$	2,09
4A80A6Y3	0,75	915	$0,463 \cdot 10^{-4}$	2,15
4A80B6Y3	1,1	920	$0,46 \cdot 10^{-4}$	3,56

Продовження таблиці А1

Тип	Потужність, кВт	Частота обертання об/хв.	Момент інерції, кгм ²	
			ротора	приводу
4A90L6Y3	1,5	975	$0,736 \cdot 10^{-2}$	3,95
4A100L6Y3	2,2	950	$1,31 \cdot 10^{-2}$	5,88
4A112MA6Y3	3,0	955	$1,73 \cdot 10^{-2}$	6,65
4A112MB6Y3	4,0	950	$2 \cdot 10^{-2}$	9,71
4A132S6Y3	5,5	965	$4 \cdot 10^{-2}$	9,66
4A132M6Y3	7,5	970	$5,75 \cdot 10^{-2}$	12,5
4A160S6Y3	11,0	975	$13,8 \cdot 10^{-2}$	18,5
4A160M6Y3	15,0	975	$12,3 \cdot 10^{-2}$	25
4A180M6Y3	18,5	975	$22 \cdot 10^{-2}$	36,1
4A200M6Y3	22,0	975	0,4	54,5
4A200L6Y3	30,0	980	0,453	58,2
4A225M6Y3	37,0	980	0,738	70,2
4A250S6Y3	45,0	985	1,15	85,2
4A250M6Y3	55,0	985	1,26	85,3
4A280S6Y3	75,0	985	2,93	108
4A280M6Y3	90,0	985	3,38	344,7
4A315S6Y3	110	985	4	449,9
4A315M6Y3	132	985	4,5	186,6
4A335S6Y3	160	985	7,32	279
4A335M6Y3	200	985	8,8	324,4
Синхронна частота обертання 750 об/хв				
4A71B8Y3	0,25	680	$18,5 \cdot 10^{-4}$	2,27
4A80A8Y3	0,37	675	$0,337 \cdot 10^{-2}$	2,51
4A80B8Y3	0,55	700	$0,405 \cdot 10^{-2}$	3,36
4A90LA8Y3	0,75	700	$0,675 \cdot 10^{-2}$	3,18
4A90LB8Y3	1,1	700	$0,862 \cdot 10^{-2}$	5,71
4A100L8Y3	1,5	700	$1,3 \cdot 10^{-2}$	8,035
4A112MA8Y3	2,2	700	$1,75 \cdot 10^{-2}$	11,46
4A112MB8Y3	3,0	700	$2,5 \cdot 10^{-2}$	26,25
4A132S8Y3	4,0	720	$4,25 \cdot 10^{-2}$	17,47
4A132M8Y3	5,5	720	$5,75 \cdot 10^{-2}$	22,25
4A160S8Y3	7,5	730	$13,8 \cdot 10^{-2}$	24,53
4A160M8Y3	11,0	730	$18 \cdot 10^{-2}$	42,6
4A180M8Y3	15,0	730	0,25	57,8
4A200M8Y3	18,5	735	0,4	71,66
4A200L8Y3	22,0	730	0,452	79,1
4A225M8Y3	30,0	735	0,738	104,8
4A250S8Y3	37,0	735	1,15	11,74
4A250M8Y3	45,0	740	1,36	152,98
4A280S8Y3	55,0	735	3,17	472,96
4A280M8Y3	75,0	735	4,13	654
4A315S8Y3	90,0	740	4,93	874,21
4A315M8Y3	110	740	5,85	903,96
4A355S8Y3	132	740	9,05	409
4A355M8Y3	160	740	10,2	557,4

Закінчення таблиці А.1

Тип	Потужність, кВт	Частота обертання об/хв.	Момент інерції, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	
			ротора	приводу
Синхронна частота обертання 600 об/хв				
4A250S10Y3	30,0	590	1,36	123,29
4A250M10Y3	37,0	590	1,61	139,64
4A280S10Y3	37,0	590	3,6	129,32
4A280M10Y3	45,0	590	3,77	549,5
4A315S10Y3	55,0	590	5,25	133,06
4A315M10Y3	75,0	590	6,18	977,17
4A355S10Y3	90,0	590	9,32	1364,15
4A355M10Y3	110,0	590	10,9	1434,75
Синхронна частота обертання 500 об/хв..				
4A315S12Y3	45,0	490	5,25	961,77
4A315M12Y3	55,0	490	6,19	1212,76
4A355S12Y3	75,0	490	9,32	1539,94
4A355M12Y3	90,0	495	10,8	1859

Таблиця А.2 – Технічні дані асинхронних електродвигунів з короткозамкненим ротором і підвищеним ковзанням

Виконання закрите обдуване (І Р 44)

Тип	Номінальна потужність при ПВ = 40%, кВт	Частота обертання, об/хв..	Момент інерції, кг·м ²		Найбільша допустима потужність при ПВ = 100%, кВт
			ротора	приводу (найбільший)	
Синхронна частота обертання 1000 об/хв					
4AC71A6Y3	0,4	920	1,7·10 ⁻⁴	1,5	0,40
4AC71B6Y3	0,63	920	20,2·10 ⁻⁴	1,9	0,50
4AC80A6Y3	0,8	860	0,37·10 ⁻²	2	0,50
4AC80B6Y3	1,2	860	0,38·10 ⁻²	2,5	0,80
4AC90L6Y3	1,7	900	0,75·10 ⁻²	3,75	1,10
4AC100L6Y3	2,6	920	1,3·10 ⁻²	5,5	1,80
4AC112M6Y3	3,2	910	1,74·10 ⁻²	8,2	2,50
4AC112M6Y3	4,2	910	2,1·10 ⁻²	11,7	3,20
4AC132S6Y3	6,3	940	4·10 ⁻²	13,8	4,50
4AC132M6Y3	8,5	940	5,7·10 ⁻²	19,2	6,30
4AC160S6Y3	12,0	940	13,7·10 ⁻²	46,3	10,00
4AC160M6Y3	16,0	940	18,2·10 ⁻²	59,2	13,00
4AC160M6Y3	19,0	940	22·10 ⁻²	76	16,00
4AC200M6Y3	22,0	910	0,4	121	18,00
4AC200L6Y3	28,0	920	0,45	126,2	23,00
4AC225M6Y3	33,0	880	0,74	174	25,00
4AC250S6Y3	40,0	950	1,15	235	33,50
4AC250M6Y3	45	950	1,26	210	36,00
Синхронна частота обертання 750 об/хв					
4AC71B8Y3	0,3	670	18,5·10 ⁻⁴	1,4	0,20
4AC80A8Y3	0,45	660	0,34·10 ⁻²	1,2	0,35
4AC80B8Y3	0,6	660	0,4·10 ⁻²	1,5	0,40
4AC90LA8Y3	0,9	660	0,67·10 ⁻²	3,5	0,70
4AC90LB8Y3	1,2	660	0,87·10 ⁻²	4,2	0,80
4AC100L8Y3	1,6	675	1,3·10 ⁻²	5,9	1,20
4AC112MA8Y3	2,2	670	1,75·10 ⁻²	14,8	1,50
4AC112MB8Y3	3,2	670	2,4·10 ⁻²	23,0	1,90
4AC132S8Y3	4,5	690	4,25·10 ⁻²	24,0	2,60
4AC132M8Y3	6,0	690	5,7·10 ⁻²	32,0	3,60
4AC160S8Y3	9,0	690	13,7·10 ⁻²	73,0	7,00
4AC160M8Y3	12,5	688	18·10 ⁻²	101	10,00
4AC180M8Y3	15,0	700	0,25	130	13,00
4AC200M8Y3	20,0	690	0,4	160	16,00
4AC225M8Y3	26,5	675	0,74	325	22,00
4AC250S8Y3	36,0	694	1,16	285	26,50

Таблиця А.3 – Технічні дані асинхронних електродвигунів з фазним ротором серій 4АНК и АКП

Тип	Потужність, кВт	Частота обертання, об/хв.	Момент інерції ротора, кг·м ²
4АНК250SA4У3	75	1455	3,5
4АНК250SB4У3	90	1460	3,65
4АНК250M4У3	110	1465	3,83
4АНК280M4У3	160	1460	2,5
4АНК200M6У3	22	965	1,5
4АНК200L6У3	30	960	1,7
4АНК225M6У3	37	960	2,8
4АНК250SA6У3	45	960	4,5
4АНК250SB6У3	55	965	4,8
4АНК280M6У3	110	960	11,5
4АНК200M8У3	18,5	705	2,0
4АНК200L8У3	22,0	705	2,4
4АНК225M8У3	30,0	700	3,5
4АНК250SA8У3	37,0	705	4,8
4АНК250SB8У3	45,0	710	4,9
4АНК220M8У3	90	720	14,0
АКП-91-6	37	970	3,0
АКП-91-4	55	1460	3,5
АКП-101-4	132	1475	7,3

Таблиця А.4 – Технічні дані електродвигунів постійного струму серії 2П

Тип	Потужність, кВт	Частота обертання , об/хв.		Момент інерції ротора, кг·м ²
		номінальна	максимальна	
2ПФ-132М	2,0	750	2500	0,037
		800	1850	
	3,0	1060	3000	
		1060	2500	
	4,0	1500	4000	
		1500	3750	
	6,0	2360	4000	
		2360	4000	
	7,5	3000	4000	
		3000	4000	
2ПФ-132L	2,8	750	2500	0,046
		750	1850	
	4,2	1000	3000	
		1000	2500	
2ПФ-250М	18,5	500	1500	1,05
	22	600	1800	
		600	1800	
	30	750	1900	
		850	2150	
	37	1060	2500	
		1060	2500	
	55	1500	2600	
1700		2600		
2ПФ-250L	50	1500	1500	1,29
	22	500	1500	
	26,5	600	1800	
	28	600	1800	
	30	750	1900	
	37	750	1900	
	45	1000	2500	
		1000	2500	
2ПФ-250М	30	500	1250	2,2
		600	1500	
	600	1500		
	45	750	1900	
		750	1900	
	75	1000	2000	
		1180	2250	
	110	1500	2250	
1500		2250		
2ПФ-280L	37	500	1250	2,32
		500	1250	

Продовження таблиці А.4

Тип	Потужність, кВт	Частота обертання, об/хв.		Момент інерції ротора, кг·м ²
		номінальна	максимальна	
	45	800	1500	
		800	1500	
	55	750	1900	
		750	1500	
2ПФ-180L	10,0	750	2500	0,23
		750	1850	
	14,0	1000	3000	
		1000	2500	
	18,0	1500	3500	
		1500	3500	
	25,0	2120	3500	
		2200	3500	
2ПФ-200M	32,0	3150	3500	0,25
	22,0	1600	3500	
		1600	3500	
	30,0	2200	3500	
	40,0	3000	3500	
2ПФ-200L	15,0	750	2500	0,3
		800	1850	
	20,0	1000	3000	
		1000	2500	
	30,0	1500	3500	
		1500	3500	
	42,0	2360	3500	
		55,0	3150	
2ПФ-225M	10	500	1500	0,525
		15	600	
	18,5	750	2500	
		22	1000	
	37	1500	2600	
		1500	2500	
2ПФ-225L	15	500	1500	0,60
		18,5	600	
	18,5	750	1800	
		750	2000	
	22	750	2500	
	30	1060	2500	
		1060	2500	
	45	1500	2600	
2ПФ-280L	85	1000	2000	2,32
		90	1060	
	132	1500	2250	
		1500	2250	
2ПФ-315M	45	500	1250	4,17
		500	1250	

Закінчення таблиці А.4

Тип	Потужність, кВт	Частота обертання, об/хв.		Момент інерції ротора, кг·м ²
		номінальна	максимальна	
	55	600	1500	
		600	1500	
	75	750	1700	
		750	1700	
	110	1000	2000	
	110	1000	2000	
	160	1500	2250	
		1900	2250	
2ПФ-315L	55	500	1250	4.52
		500	1250	
	75	630	1500	
		690	1500	
	90	750	1700	
		750	1700	
	118	1000	2000	
	132	1060	2000	
	200	1500	2250	
		1500	2250	
2ПФ-132L	5.5	1600	4000	0.046
		1600	3750	
	7.5	2120	4000	
		2200	4000	
	11.0	3000	4000	
		3150	4000	
2ПФ-160M	4,2	750	2500	0,084
		750	1850	
	6,0	1000	3000	
		1000	2500	
	7,5	1500	4000	
		1600	3750	
	13,0	2240	4000	
		2240	4000	
	16,0	3150	4000	
		3150	4000	
2ПФ-160L	5,6	800	2500	0,104
		800	1850	
	8,0	1000	3000	
		1060	2500	
	11,0	1500	4000	
		1500	3750	
	16,0	2360	4000	
		2360	4000	
	18,5	3150	4000	
		3150	4000	
2ПФ-180M	9,0	750	2500	0,2
		750	1850	
	12,0	1060	3000	
		1000	2500	
	15,0	1500	3500	
		1500	3500	
	26,0	3150	3500	
		3150	3500	

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО КРИВОШИПНІ ПРЕСИ	4
1.1. Перспективи розвитку ковальсько-штампувального обладнання.....	4
1.2. Принцип дії кривошипних пресів	7
1.3. Основні параметри та маркування кривошипних пресів	9
1.4. Методологія та зміст процесу проектування кривошипних пресів, система стандартів на виготовлення і керування якістю обладнання	14
2. КЛАСИФІКАЦІЯ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ ЗА СТРУКТУРНОЮ БУДОВОЮ	18
2.1.Класифікація кривошипних пресів за технологічним призначенням.....	18
2.2.Класифікація кривошипних пресів за конструктивними ознаками	22
2.3. Структура механізмів кривошипних пресів.....	24
3. КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ ТА АНАЛІЗ ГОЛОВНИХ ВИКОНУЮЧИХ МЕХАНІЗМІВ	25
3.1. Вибір та обґрунтування структурної кінематичної схеми преса	25
3.2. Кінематика кривошипно-повзунного механізму пресів з верхнім і нижнім приводом.....	26
3.3. Особливості кінематики дезаксіального кривошипно-повзунного механізму	28
3.4. Вибір значень коефіцієнтів шатуна та дезаксіального зміщення.....	30
3.5. Побудова графіків змінювання шляху, швидкості та прискорення повзуна залежно від кута повороту головного вала	32
3.6. Кінематика кривошипно-колінчатого механізму карбувальних пресів та пресів для видавлювання	32
3.7. Кінематика кривошипно-кулісного механізму.....	33
4. СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ.....	35
4.1. Сили в ідеальному кривошипно-повзунному механізмі	35
4.2. Сили і обертові моменти в реальному механізмі кривошипного преса	36
4.3. Заклинювання кривошипно-повзунного механізму.....	39
4.4. Обертовий момент в кривошипно-колінному механізмі.....	40
4.5. Вибір типу та розмірів головного вала виконавчого механізму	42
4.6. Розрахунок головних валів на міцність	46

4.7. Графічне порівняння номінального зусилля кривошипних пресів та зусиль на повзуні за міцністю основних деталей машини	49
5. ЕНЕРГЕТИКА КРИВОШИПНИХ МАШИН	69
5.1. Енергетичні можливості кривошипних пресів	69
5.2. Витрати енергії в приводі кривошипного преса	71
5.3. Маховиковий привод преса.....	75
5.3.1. Визначення розрахункової потужності та вибір типу електродвигуна	76
5.3.2. Визначення моменту інерції приводу	77
5.3.3. Визначення моменту інерції та розмірів маховика.....	78
6. СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ.....	80
6.1. Дискові фрикційні муфти	80
6.2. Розрахунок та проектування муфти	86
6.2.1. Оцінка обертового моменту преса з номінальним зусиллям, яке передається муфтою	86
6.2.2. Фрикційні матеріали	88
6.2.3. Визначення розмірів кільця тертя дисків муфти.....	90
6.2.4. Визначення необхідної кількості вставок та способи їх розміщення	94
6.2.5. Перевірка муфти на працездатність	96
6.2.6. Визначення товщини дисків	97
6.2.7. Конструювання і розрахунок шліцевого з'єднання рухливих дисків	97
6.2.8. Визначення габаритних розмірів пневмоциліндру.....	99
6.2.9. Розрахунок пружин системи включення муфт.....	101
6.3. Гальма	101
6.3.1. Проектування та розрахунок пневматичних дискових гальм.....	101
6.3.2. Розрахунок системи включення гальм, зблокованих з муфтою	104
6.3.3. Стрічкові гальма	105
7. ОСНОВНІ ВУЗЛИ И ДЕТАЛІ КРИВОШИПНОГО ПРЕСА.....	108
7.1. Вузол повзуна.....	108
7.2. Станини.....	117
7.2.1 Станини відкритих пресів.....	117
7.2.2 Станини закритих пресів.....	118
7.2.3 Розрахунок та проектування станин.....	121
8. ДОПОМІЖНІ МЕХАНІЗМИ	128
8.1. Виштовхувачі	128
8.2. Пневматичні и гідропневматичні подушки.....	129
8.3. Змащування пресів	132
8.4. Механізми регулювання закритої висоти преса.....	134
8.5. Запобіжні пристрої	136
9. ВУЗЛИ ТА ДЕТАЛІ ПРИВОДУ.....	143
9.1. Структура та принципіальні схеми приводу.....	143

9.2. Клинопасові передачі	147
9.3. Зубчасті передачі	148
10. КОНСТРУКЦІЇ ТА ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ КРИВОШИПНИХ КОВАЛЬСЬКО-ШТАМПУВАЛЬНИХ МАШИН РІЗНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ.....	151
10.1. Листоштампувальні преси.....	151
10.1.1. Універсальні листоштампувальні преси простої дії....	151
10.1.2. Регулювання закритої висоти преса та робота притискної подушки.....	159
10.1.3. Витяжні преси подвійної і потрійної дії.....	161
10.1.4. Підшипники ковзання шатунів пресів.....	168
10.1.5. Листоштампувальні преси-автомати.....	169
10.2. Кривошипно-колінчасті преси.....	179
10.2.1. Карбувальні преси.....	179
10.2.2. Високошвидкісні монетно-карбувальні преси.....	182
10.2.3. Преси-автомати для холодного об'ємного штампування.....	186
10.3. Кривошипні гарячештампувальні преси.....	195
10.3.1. Кінематичні схеми КГШП.....	196
10.3.2. КГШП традиційної конструкції.....	197
10.3.3. Заклинювання кривошипно-повзунного механізму. Гідрогайки.....	203
10.3.4. Сучасні напрямки розвитку КГШП.....	205
10.4. Горизонтально-кувальні машини.....	207
10.4.1. Призначення, кінематичні схеми механізмів ГKM.....	207
10.4.2. Конструктивні різновиди ГKM.....	214
Список джерел інформації.....	220
Додаток А.....	225

Навчальне видання

ПЛЕСНЕЦОВ Юрій Олександрович
МАКОВЕЙ Валерій Олексійович

КОВАЛЬСЬКО-ШТАМПУВАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ МЕХАНІЧНІ ПРЕСИ

Навчальний посібник з курсу «Кривошипні машини для ОМТ»

Роботу до видання рекомендував проф. Погрібний М.А.

В авторській редакції

Оригінал-макет Курандо О.С.

План 2013 р., поз. 89/

Підписано до друку 30.09.2014. Формат 60х84 1/16. Папір друк. № 2
Друк – ризографія. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 12,9
Наклад 300 прим. Зам. № Ціна договірна

Видавничий центр НТУ «ХП».
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 3657 от 24.12.2009 р.

Друк ФОП Томенко Ю.І.
Харків, м. Руднева, 4
(057) 757-93-82